

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»
УДК _____

До захисту допущено

Завідувач кафедри

В.Б.Струтинський

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему «Оснащення і дослідження електропневматичних багатопозиційних приводів і малогабаритного затискного патрона свердлувального верстата»

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ ІІ курсу , групи МВ – 71мп

Поколенко Євгеній Олександрович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Науковий керівник **к.т.н.,доцент, Новік М.А.**

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультант з розділу **к.т.н.,доцент, Новік М.А.**

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент:

к.т.н.,доцент, Біланенко В.Г..

(посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає
запозичень з праць інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2018

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Спеціалізація «Металорізальні верстати та системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

В.Б.Струтинський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2017 р.

З А В Д А Н Н Я

НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Поколенко Євгенію Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Оснащення і дослідження електропневматичних багатопозиційних приводів і малогабаритного затискного патрона свердлувального верстата»

науковий керівник дисертації к.т.н., доцент, Новік М.А.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“15” листопада 2018 року № 934-с**

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження є вертикально-свердлильний верстат оснащений багатопозиційними приводами з цифровим керуванням і малогабаритні затискні патрони.

4. Вихідні дані привод позд. перем. стола: дискретність $X_{\min}=1\text{мм}$, макс. вел. перем. $X_{\max}=511\text{мм}$; привод попер. Перем. стола: дискретність $X_{\min}=0,02\text{мм}$, макс. вел. перем. $X_{\max}=300\text{мм}$; привод осьової подачі шп.: дискретність $X_{\min}=0,01\text{мм}$, макс. вел. перем. $X_{\max}=200\text{мм}$; $P_{\text{ж}}=0,6\text{ МПа}$.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1.Патентний пошук; 2.Аналіз відомих рішень; 3.Розробка принципових схем; 4.Розробка загальних виглядів; 5.Розробка мат. моделі і алгоритма розрахунку статичних і динамічних характеристик; 6.Аналіз отриманих результатів.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу формату А1- патентний пошук; принципова схема, констр. та заг. вигляд приводів позд. попер.перем. стола та осьового перем. шп. Формату А2- схема і констр. затискного патрону.

7. Орієнтовний перелік публікацій 3 публ., 1 Патент України на корисну модель, та 1 подана заявка на винахід.

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-11	доцент, к.т.н., Новік М.А.		

9. Дата видачі завдання 03 вересня 2018р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Патентний пошук	28.10-01.11	
2	Аналіз існуючих приводів	01.10-04.11	
3	Розробка схем керування приводів столів	04.11-09.11	
4	Розробка конструкцій приводів столів	09.11-14.11	
5	Розробка схеми керування приводу подачі шпинделя	14.11-19.11	
6	Розробка конструкції приводу подачі шпинделя	19.11-24.11	
7	Розробка схеми затискного патрона	24.11-29.11	
8	Розробка конструкції затискного патрона	29.11-04.12	
9	Розробка алгоритму розрахунку приводів столів	04.12-09.12	
10	Розробка алгоритму розрахунку затискного патрона	09.12-14.12	

Студент _____ **Поколенко Є.О.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ Новік М.А.

РЕФЕРАТ

В магістерській дисертації на тему «Оснащення і дослідження електропневматичних багатопозиційних приводів і малогабаритного затискного патрона свердлувального верстата» розглянуті цифрові приводи переміщення хрестового стола, кроковий електричний привод осьового переміщення мотор-шпинделя, привод подачі шпинделя і малогабаритний затискний патрон вертикально-свердлильного верстата.

Запропонований цифровий привод поздовжнього переміщення стола забезпечує переміщення в діапазоні 0-511 мм з дискретністю 1 мм. Кроковий електропневматичний привод поперечного переміщення стола забезпечує переміщення стола по координаті Y на величину 300 мм з дискретністю 0,02 мм. Кроковий електропневматичний привод осьового переміщення мотор-шпинделя забезпечує переміщення по координаті Z на величину 200 мм з дискретністю 0,01 мм. Запропонований малогабаритний безкамерний затискний патрон забезпечує необхідне зусилля затиску інструмента в широкому діапазоні при незначному робочому тиску, що подається в циліндр, який не входить в структуру патрона.

В дисертації приведений алгоритм і математична модель розрахунку основних характеристик оригінальних приводів і затискного патрона.

Робота викладена на 108 сторінках, ілюстрацій-12, посилань-13.

Зміст

Вступ	6
1. АНАЛІЗ КОМБІНОВАНИХ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ ТА МЕХАНІЗМІВ ЇХ ГАЛЬМУВАННЯ.....	8
1.1 АНАЛІЗ КОМБІНОВАНИЙ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ.....	8
1.2 ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ГАЛЬМУВАННЯ КОМБІНОВАНИХ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ.....	34
2. ПРИНЦИПОВА СХЕМА БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ З ЦИФРОВИМ УПРАВЛІННЯМ.....	49
3. МЕМБРАННИЙ ЦИФРОВИЙ ДВИГУН	53
4 ПРИВОД ПОЗДОВЖНЬОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ СТОЛА.	60
5 ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНА СХЕМА ПРИВОДУ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ СТОЛА	61
6. ПРИВОД ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ СТОЛА	65
7. ПОПЕРЕЧНИЙ СТІЛ.....	68
8. КРОКОВИЙ ПРИВОД ОСЬОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ.....	69
9. СХЕМА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАТИСКУ - РОЗТИСКУ ІНСТРУМЕНТА (ДЕТАЛІ) У ПАТРОНІ	75
10. КОНСТРУКЦІЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАТИСКУ - РОЗТИСКУ ІНСТРУМЕНТА (ДЕТАЛІ) У ПАТРОНІ	77
11.РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМБІНОВАНОГО БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ ТА РОЗРАХУНОК ЗАТИСКНОЇ ВТУЛКИ.....	80
11.1 РОЗРАХУНОК БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ.	80
11.2 РОЗРАХУНОК ЗАТИСКНОЇ ВТУЛКИ.....	84
Список використаної літератури:.....	92

Вступ

В наш час в якості виконавчих пристроїв верстатів з програмним керуванням, промислових роботів та іншого технологічного обладнання все частіше знаходять застосування електричні, гідравлічні, пневматичні та комбіновані цифрові приводи, які здатні перетворювати інформацію у вигляді двійкового або унітарного кодів в поступальне та обертове переміщення вихідних ланок приводів.

Застосування цифрових виконавчих пристроїв значно спрощує автоматичні системи, структури метало- та деревообробних верстатів, розширює їх функціональні і технологічні можливості, підвищується надійність і спрощуються умови їх експлуатації. При цьому особливої уваги заслуговують пневмогідравлічні та електропневматичні виконавчі пристрої з комбінованими системами керування, які перетворюють інформацію цифрового і унітарного кодів в переміщення вихідної ланки. Але не зважаючи на теоретичне різноманіття різних приводів металорізальних верстатів, в технічній літературі недостатньо інформації, яка дозволяє давати науково обгрунтовані рекомендації по методиці розрахунку цифрових приводів (ЦП), вибору їх принципових схем, конструктивних параметрів і режимів роботи, що затрудняє розробку та проєктування таких приводів і їх втілення в якості виконавчих пристроїв металорізальних верстатів та промислових роботів.

Оснащення металорізальних верстатів мотор-шпинделями, які забезпечують широкий діапазон обертів (до 100 тис. Обертів за хвилину) багатопозиційними приводами, управління якими здійснюється в двійковому та унітарному кодах та малогабаритними затискними пристроями інструментів (деталей) дасть можливість створювати верстати з широкими функціональними можливостями, з високою продуктивністю, точністю і якістю обробки деталей.

Метою магістерської дисертації є розширення степені автоматизації, підвищення продуктивності і якості обробки деталей на вертикально-свердлильних верстатах.

Для досягнення поставленої мети в магістерській дисертації вирішувалися наступні задачі:

- Проведений літературний, патентний пошук та аналіз по проблемі створення і дослідження існуючих приводів позиціонування столів, осьового переміщення шпинделів, приводів подач шпинделів і затискних пристроїв ріжучих інструментів;
- Розроблені оригінальні принципові схеми керування цифровими приводами столів і кроковим електричним приводом осьового переміщення і подачі мотор-шпинделя;
- Розроблені оригінальні цифрові приводи поперечного і поздовжнього переміщення столів вертикально-свердлувального верстата, які захищені патентом України №120810;
- Розроблений кроковий привод осьового переміщення і подачі мотор-шпинделя;
- Проведено оснащення мотор-шпинделя малогабаритним затискним патроном;
- Розроблений алгоритм і математична модель розрахунку основних характеристик приводів і затискного патрона.

1. АНАЛІЗ КОМБІНОВАНИХ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ ТА МЕХАНІЗМІВ ЇХ ГАЛЬМУВАННЯ

1.1 АНАЛІЗ КОМБІНОВАНИЙ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ

Винаходи відноситься до пристроїв автоматики і може бути використаний в якості пристрою для дискретного позиціонування робочих органів верстатів, промислових роботів, та інших галузей промисловості та видів робіт.

Серед відомих приводів можна виділити конструкцію цифрового приводу є Патент України №63275. Недоліком такого приводу є виникнення незапрограмованих рухів, так званих «викидів» і «провалів» .

В основу винаходу взято вирішення задачі по широкому діапазону точного позиціонування штока виконавчого циліндра.

Саме рішення полягає в тому, що даний привод складається з циліндра, котрий містить розрядні мембрани, поршень, упори задля унеможливлення руху в крайньому положенні та шток, який утворює камеру, вона з'єднана з камерами гідро дозаторів , повітряні камери яких сполучені з каналами електрокерованих двопозиційних повітряних розподільників, а їх магніти з'єднані з головними контактами дешифратора, який у свою чергу сполучений своїми контактами до контактів датчика простого (прямолінійного) переміщення, що складається з кількох послідовно замкнених герметичних контактів (герконів) і вихідних герконів та штокового розмикача, що являє собою магніт довжиною, яка перевищує величину кроку розміщення герконів . Відмінність у тому, що робоча камера повернення штоку виконавчого циліндра отримує живлення череззворотні клапани і дроселі та трьох двопозиційних дволінійних електрично керованих гідравлічних розподільників, канали яких з'єднані з гідравлічною камерою комбінованого акумулятора, а контактні пари магнітів пари розподільників працюють з контактами датчика простого переміщення і до

контакта логічного елемента «або», вихідний контакт якого з'єднаний з катушкою електромагніта третього гідравлічного розподільника.

Суть винаходу пояснюється кресленням, а саме Рис.1.1 схема даного приводу з двійковим кодом керування.

Запропонований мною, оригінальний, привод має в своєму складі циліндр 1, а той відповідно в ряд розміщені розрядні мембрани 2, 3, 4 і розрядний поршень 5, який розширює можливості привода, з упорами та поршень 6 з вихідним прутнем 7. Розрядні мембрани, поршень 5 та поршень з вихідним прутнем утворюють послідовні мембранні камери a , b , c , d , гідравлічну камеру k і штокову камеру r . Гідро камера k каналом 8 сполучена з гідро камерами об'ємних дозаторів 9, 10 і 11 з відповідними об'ємами рідини V_0 , $2V_0$ і $4V_0$. Дозаторні поршні 12, 13 і 14 утворюють розрядні повітряні камери e , m і n , які каналами живлення сполучені з вихідними каналами повітряних розподільників 15, 16 і 17. Контакти магнітів em_1 , em_2 і em_3 розподільників 15, 16 і 17 і контакти 18, 19 і 20 дешифратора 21 з'єднані з контактами 22, 23 і 24 центрально програмованого контролера (ЦПК) (на схемі не показаний). Вихідні контакти 25...32 шифрувального пристрою 21 сполучені з вхідними контактами датчика простого переміщення 33, який зроблений як ланцюг послідовно замкнених контактів (герконів) 34...42, контакти якого 43 і 44 сполучені з контактами магнітів em_1 , em_2 двох розподільників (45, 46) і з вхідними контактами логічного пристрою «або», вихідний контакт якого з'єднаний з контактом магніта em_3 третього розподільника 47. Вхідні канали розподільників 45, 46 і 47 з'єднані з гідро камерою пневмогідравлічного акумулятора 48, до повітряної камери якого підводиться тиск живлення $P_{ж}$. Вихідні канали розподільників 45, 46 і 47 дроселями 49, 50, 51, 52, зворотними клапанами 53, 54, 55 і 56 сполучені з гідро камерою r робочого циліндра 1. Пруть 7 кінематично з'єднаний з магнітом 57 датчика простого переміщення 33.

Вхідний контакт 58 шифрувального пристрою 21 з'єднаний з джерелом струму 59.

Опис роботи комбінованого багатопозиційного приводу з цифровим керуванням. У початковому положенні електромагніти ем1..ем6 розподільників 15, 16, 17 і 45, 46, 47 без підводу струму. А розрядні камери a, b, c, d, e, m і n сполучені з атмосферою, що є результатом опрацьованої комбінації керуючих сигналів 0000000. Вихідний прутень 7 під дією тиску, що подається до камери r розподільником 47, дроселем 51 і зворотнім клапаном 56 від акумулятора 48 знаходиться в лівому (за кресленням) крайньому положенні. Тим часом магніт 57 датчика переміщення 33 розмикає контакти герметичних контактів 34 і 35. При поданні, наприклад, кодової комбінації керуючих імпульсів 0000001 (тиск живлення подається в камеру a) вихідний прутень 7 переміщується праворуч (за кресленням), величина переміщення- X_0 . При цьому рідина із камери r витісняється в гідроакумулятор 48 через дросель 52, зворотний клапан 55 і розподільник 47. Швидкість руху прутня 7 при цьому регулюється дроселем 52.

При поданні кодової комбінації керуючих сигналів, наприклад, 0110011 (живлення одночасно подається до камер a, b а також до камер e, m гідравлічних дозаторів від розподільників 15, 16, на магніти яких подається напруга) одночасно електронапруга, що подається на магніти ем1 і ем2 розподільників від контактів 22 і 23 підводиться і до керуючих контактів 18, 19 шифрувального пристрою 21, який перемикається і його контакт 58 замикається з вихідним контактом 28. А напруга від контакту 28 по послідовному ланцюгу нормально замкнутих контактів герконів 38...42, та контакт 44 передається на магніт ем2 розподільника 46, який перемикається (за кресленням ліворуч) і з'єднує прутневу камеру r через зворотний клапан 54 і дросель 50 з камерою акумулятора 48. Одночасно з цим електронапруга від контакту 44 подається на контакт елемента «або», який перемикається і електронапруга від його вихідного контакту подається на магніт ем3, розподільника 47, який

перемикається (за кресленням вверх) і запирає канали. Після того, як перемкнулися розподільники 15, 16 і подачі живлення в мембранні камери *a*, *b* поршень 6 з вихідним прутнем 7 переміщується на величину

$$X = X_0 + 2X_0 + \frac{4V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2} + \frac{8V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2} = X_0 + 2X_0 + 16X_0 + 32X_0 = 51X_0 ,$$

де $V_0 = \frac{4X_0}{\pi D_{\text{ц}}^2}$; $D_{\text{ц}}$ – діаметр поршня 6.

Після переміщення вихідного прутня 7 полем магніту 57, розмикаються контакти геркона 38, що впливає на знеструмлення магнітів ем2 і ем3 розподільників 46 і 47, при цьому розподільник 46 запирається, а розподільник 47 розмикається і рідина із камери *r* поступає до комбінованого акумулятора 48 через дросель 52, що регулює швидкість гальмування. Швидкість швидкого руху прутня 7 праворуч регулюється дроселем 50. При з'єднанні камер *a*, *b*, *e* і *t* з атмосферою, а це є виконання кодової комбінації керуючих сигналів 0000000 одночасно з цим перемикається і шифрувальний пристрій 21, при цьому від його контакту 58 напруга подається на контакт 25, потім напруга через нормально замкнений герметичний контакт 34 і контакт 43 передається на магніт ем1 розподільника 45 і на контакт елемента «або», який перемикається і дає напругу на магніт ем3 розподільника 47. Який в свою чергу перемикається і замикає вхідний і вихідний канали. При перемиканні даного розподільника 45 рідина під тиском $P_{\text{ж}}$ із камери акумулятора 48 через увімкнені розподільник 45, дросель 49 і зворотний клапан 53 прибуває до камери *r* циліндра 1. Під дією тиска в камері *r* прутень 7 з поршнем 6 рухаються ліворуч вижимаючи рідину із камери *k* в розрядні камери *e* і *t* дозаторів 9 і 10. А швидкість зворотного руху прутня регулюється дроселем 49. Після переміщення прутня 7 ліворуч магнітним полем магніту 57 вимикається контакт геркона 34, що призводить до знеструмлення магнітів ем1 і ем3 розподільників 45 і 47, які перемикаються і рідина в кінці руху прутня 7 із камери акумулятора поступає в камеру *r*

циліндра 1 через дросель 51, який регулює швидкість гальмування в кінці ходу. Так само працює привод і при виконанні інших кодових комбінацій керуючих сигналів.

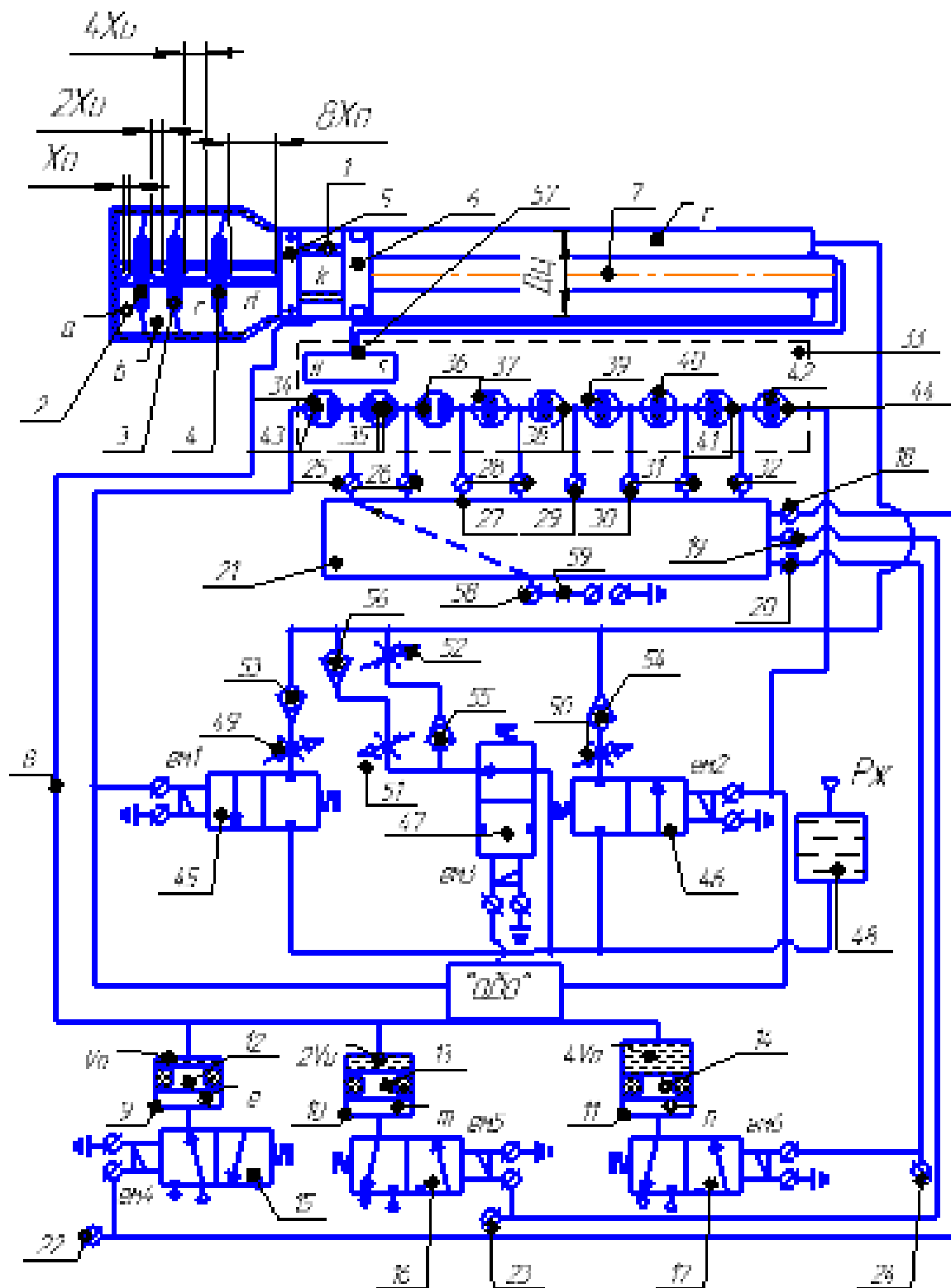


Рис1.1. Комбінований багатопозиційний привід з цифровим керуванням.

В загальному випадку величина переміщення вихідного прутня при перемиканні кодових комбінацій управляючих сигналів визначається по залежності:

$X = X_0 \sum_{i=1}^n B_i \cdot 2^{i-1}$, де X_0 - дискретність приводу; i - розрахунковий номер розрядної камери; B_i - цифра, яка приймає значення «1» , коли живлення підводиться до i -тої розрядної камери і значення – «0» , коли i -та камера сполучена з атмосферою.

Максимальне число позицій вихідного прутня 7

$N = 2^n = 2^7 = 128$ (позицій), де n - число камер.

Максимальна величина переміщення вихідного прутня.

$X_{max} = X_0(2^n - 1) = X_0 \cdot 127$ (мм).

Через включення в структуру приводу акумулятора, від якого робоча рідина через двопозиційні розподільники і дроселі з зворотними клапанами поступає в прутневу камеру робочого циліндра, виникає можливість підвищити точність, через те, що втрата рідини, що поступає в прутневу камеру від гідравлічних розподільників не змінює точність позиціонування вихідного прутня, а заміна трипозиційного шестилінійного гідравлічного розподільника двопозиційним дволінійним розподільником спричиняє спрощення конструкції, так як ці конструктивно прості гідророзподільники масово виготовляються підприємствами, а трипозиційні шестилінійні розподільники підприємствами випускаються в дуже обмеженій кількості, лише під замовлення, вони вимагають оригінальної розробки. Розроблена схема керування двопозиційними гідравлічними розподільниками, датчиком простого переміщення і шифрувальним пристроєм, дає можливість запобігати виникненню незапланованих «викидів» і «провалів» вихідного прутня і регулювання як швидкості руху, так і гальмування при підході прутня в задану позицію. Також, розміщення у робочому циліндрі додаткових розрядних камер з мембранами

збільшує діапазон позиціонування вихідного прутня. За допомогою даних заходів збільшується область застосування подібних приводів.

Іншим відомим приводом є патент України №110916.

Корисна модель є вирішенням задачі по спрощенні конструкції і створення можливості автоматичного регулювання величини переміщення, і подачі шпинделя (разом з ріжучим інструментом), що підвищує величину автоматизації верстата. Дана задача вирішується таким чином: привод подачі шпинделя верстата, що містить корпус і пристрій подачі гільзи з шпинделем. Розробкою є, механізм подачі гільзи зі шпинделем що представляє собою прикріплений до корпусу багатопоршневий з розрядними камерами і прутневою камерою зворотного руху поршнів повітря- або гідроциліндра з цифровим кроком, вихідний прутень якого жорстко з'єднаний з гільзою та шпинделем, а прутнева камера циліндра з'єднана паралельно з каналом регулятора потоку і каналом зворотного клапана вхідний канал котрого сполучений з вихідним каналом керованого дроселя, вхідний канал керованого дроселя і вихідний канал регулятора потоку сполучені з вихідним каналом запираючого розподільника, вхідний канал якого сполучений з гідравлічною камерою акумулятора, до повітряної камери якого підводиться живлення від пневматичного реверсивного розподільника. Через те, що подача гільзи шпинделя здійснюється багатопоршневим повітря- або гідравлічним циліндром стає простішою конструкція приводу подач. Окрім того багатопоршневий привод забезпечує автоматичну зміну величини переміщення шпинделя (ріжучого інструмента) і за рахунок коригування витрати регулятора потоку змінювати швидкість подачі шпинделя (ріжучого інструмента) в широкому спектрі.

Мета корисної моделі видна на кресленні, де розміщена схема пристрою. Привод подачі шпинделя свердлильного верстата містить корпус 1, який містить рухомо в осьовому напрямку гільзу 2. В даній гільзі 2 на підшипниках

кочення обертається шпindel 3, разом зі свердлом 4. Шліцевий хвостовик 5 шпинделя 3 отримує момент від коробки швидкостей (на кресл. коробка швидкостей відсутня). В корпусі 1 встановлений багатопоршневий циліндр 6, в якому в ряд стоять розрядні поршні 7, 8, 9, 10 і 11 з упорами і які утворюють розрядні камери а, b, c, d і e. При цьому величина руху розрядних поршнів 7, 8, 9, 10 і 11 відповідно дорівнює X_0 , $2X_0$, $4X_0$, $8X_0$, $16X_0$. Поршень максимального розряду 11 і прутень 12 утворюють камеру зворотного руху f, котра каналом 14 сполученим з каналом регулятора потоку 15 і каналом зворотного клапана 16. Вихідний канал регулятора потоку 15 сполучений з каналом зворотного клапана 21, вихідний канал якого сполучений з вхідним каналом дроселя 17 та вихідним каналом замикаючого розподільника 18. Котрий своїм каналом сполучений з гідравлічною камерою m пневмогідравлічного акумулятора 19. В повітряну камеру g акумулятора 19 підводиться живлення $P_{\text{ж}}$ від реверсивного розподільника 20. Вихідний прутень 12 кронштейном 13 прикріплений до гільзи 2.

Запропонований у цій роботі привод шпинделя має такий алгоритм роботи. У початковому положенні магніти ем1 і ем2 розподільників 20 і 18 без струму, розрядні камери а, b, c, d і e сполучені з атмосферою. Через дією тиску в камері g робоча рідина з акумулятора 19, далі через розподільник 18 та дросель 17, зворотний клапан 16 потрапляє в камеру f циліндра 6, тим часом вихідний прутень 12, гільза 2 зі шпинделем 3 (ріжучий інструмент 4) і розрядні поршні 7-11 становляться в крайні верхні положення (за креслення). При підведенні тиску живлення в камеру а (виконання кодової комбінації керуючих сигналів 00001) поршень мінімального розряду 7 переміщується донизу (за кресленням) на величину X_0 , через що вихідний прутень 12, гільза 2 і розміщений в ній шпindel 3 із ріжучим інструментом 4 також переміщується в даному напрямку на величину X_0 . Тим часом рідина із камери f поступає в акумулятор 19 через регулятор потоку 15, котрий налаштовує задану швидкість подачі шпинделя.

Опрацьовуючи, наприклад, кодової комбінації управляючих сигналів 00010 (тиск підводиться тільки до камери b) поршень 8 переміщується донизу на величину $2X_0$ при цьому шпиндель 3 із ріжучим інструментом 4 теж переміщується донизу на величину $2X_0$. Опрацьовуючи кодову комбінацію управляючих сигналів 00011 (тиск одночасно підводиться до камер a і b) шпиндель 3 із ріжучим інструментом 4 переміщується донизу на величину $X_0+2X_0=3X_0$. Комбінації управляючих сигналів, наприклад, 00100 (тиск підводиться лише до камери c) відповідає переміщення шпинделя 3 з ріжучим інструментом 4 на величину $4X_0$. Тобто, кожній опрацьованій операції управляючих сигналів відповідає конкретна величина переміщення ріжучого інструмента (шпинделя) найбільша величина переміщення свердла 4 визначається по залежності:

$$X_{\max}=X_0(2^n-1),$$

де X_0 – мінімальне переміщення багатопоршневого циліндра б; n - кількість поршнів у циліндрі б (кількість розрядів). Для даного п'ятирозрядного багатопоршневого циліндра $n=5$, найбільша величина переміщення шпинделя 3 з ріжучим інструментом 4 буде дорівнювати

$$X_{\max}=X_0(2^n-1)=X_0(2^5-1)=31X_0.$$

Кількість позицій ріжучого інструмента 4 визначається по формулі $N=2^n=2^5=32$ (позицій). При сполученні розрядних камер з атмосферою прутень 12 з шпинделем 3 та ріжучим інструментом 4 переміщується догори (за кресленням) через дію тиску рідини $P_{\text{ж}}$, що потрапляє в камеру f від акумулятора 19 через розподільник 18, та дросель 17 зворотний клапан 16. Тим часом швидкість переміщення шпинделя 3 з ріжучим інструментом 4 регулюється дроселем 17. Сила подачі шпинделя 3 регулюється тиском, що підводиться до розрядних камер циліндра б, максимальне зусилля подачі при даному тиску, який підводиться до розрядних камер циліндра б матиме тоді, коли повітряна камера g акумулятора 19 через розподільник 20 буде сполучена з атмосферою.

Щоб здійснити миттєву зупинку шпинделя 3 потрібно дати напругу до магніту ем2 розподільника 18, котрий перемикається праворуч і замикає гідравлічну камеру f циліндра 6.

Все це дає змогу виконати поставлену задачу.

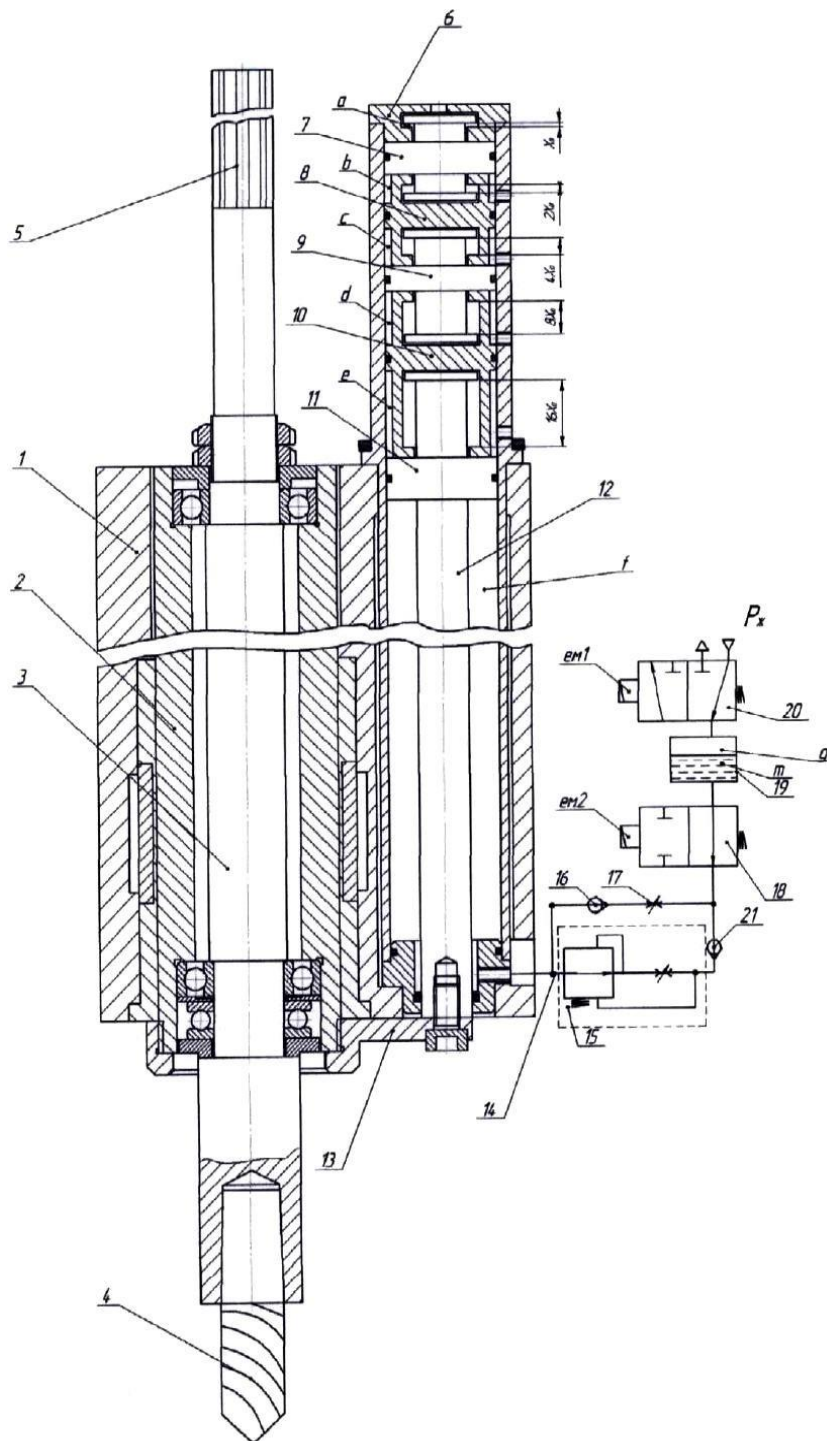


Рис.1.2 Привод подачі шпинделя свердлильного верстата.

Ще одним відомим приводом є привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата- патент України №124320. Привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата, що містить корпус і механізм подачі шпинделя з гільзою, яка з'єднана з вихідним штоком виконавчого гідравлічного циліндра з поршневою і штоковою камерою, яка через паралельно увімкнені вихідні канали з'єднана з вхідним каналом двопозиційного гідравлічного розподільника, вихідний канал якого сполучений гідравлічною камерою пневмогідравлічного акумулятора, пневматичного живлення, причому поршнева камера виконавчого гідроциліндра сполучена з вихідним каналом об'ємних гідравлічних дозаторів, які виконані у вигляді циліндрів з поршнями з утворенням пневматичних розрядних камер і гідравлічних об'ємних камер, об'єми рідини яких визначаються по формулі геометричної прогресії $v_i = v_0 \cdot 2^{i-1}$, де v_0 - об'єм камери дозатора молодшого розряду; i порядковий номер розрядної камери, при цьому в одному із циліндрів об'ємних дозаторів розміщений з утворенням додаткової гідравлічної і компенсуючої пневматичної камер ще один поршень зі штоком, що кінематично з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна.

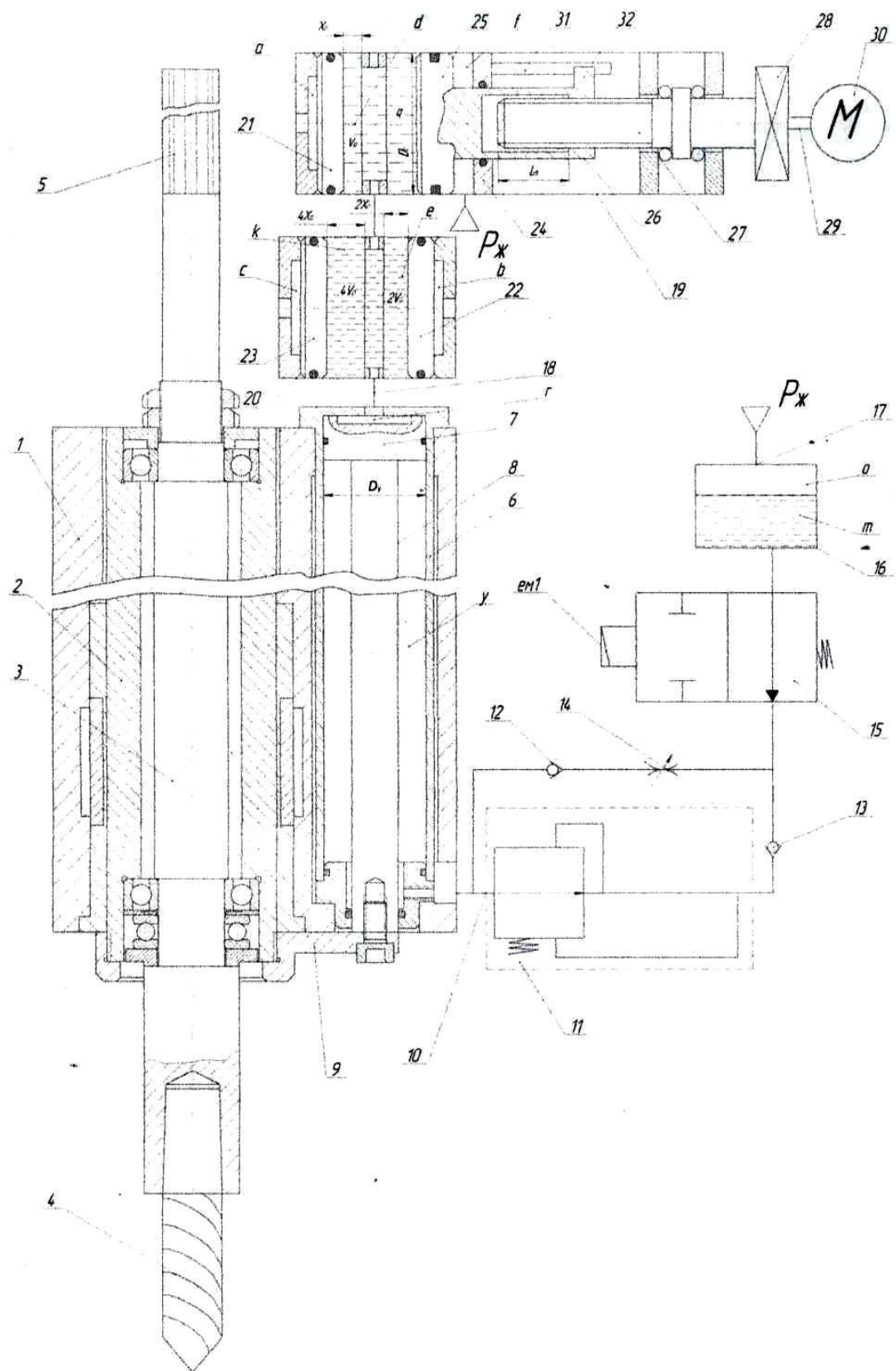


Рис.1.3 Привод осевой подачи шпинделя сверлильного верстата

В основу корисної моделі поставлена задача підвищення механічного коефіцієнта корисної дії приводу, зменшення осьового габаритного розміру виконавчого циліндра, розширення діапазону і зменшення дискретності позиціонування шпинделя.

Поставлена задача вирішується тим, що привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата, що складається з корпусу та механізму подачі шпинделя з гільзою, яка з'єднана з вихідним штоком виконавчого гідравлічного циліндра з поршневою і штоковою камерою, яка через паралельно увімкнені вихідні канали з'єднана з вхідним каналом двопозиційного гідравлічного розподільника, вихідний канал якого сполучений з гідравлічною камерою пневмогідравлічного акумулятора з каналом пневматичного живлення. Новим є те, що поршнева камера виконавчого гідроциліндра сполучена з вихідним каналом об'ємних гідравлічних дозаторів, які виконані у вигляді циліндрів з поршнями з утворенням пневматичних розрядних камер і гідравлічних об'ємних камер, об'єми рідини яких визначаються по формулі геометричної прогресії $V_i = V_0 \cdot 2^{i-1}$, де V_0 - об'єм камери дозатора молодшого розряду; i - порядковий номер розрядної камери, при цьому в одному із циліндрів об'ємних дозаторів розміщений з утворенням додаткової гідравлічної і компенсуючої пневматичної камер ще один поршень зі штоком, що кінематично з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна.

Принцип корисної моделі пояснюється кресленням, на якому показана схема даного пристрою. Привод подачі шпинделя свердлильного верстата містить корпус 1, котрий містить рухому в осьовому напрямку гільзу 2. В гільзі 2 на підшипниках кочення обертається шпиндель 3, в якому закріплений ріжучий інструмент 4. Шліцьовий хвостовик 5 шпинделя 3 отримує момент від коробки швидкостей (на кресленні не показана). В корпусі 1 закріплений виконавчий

циліндр 6 з поршнем 7 і вихідним штоком 8, який кронштейном 9 жорстко прикріплений до гільзи 2. Поршень 7 і шток 8 виконавчого циліндра 6 утворюють гідравлічні герметичні камери r і y . Камера y зворотного руху поршня 7 каналом 10 з'єднана з вхідним каналом регулятора потоку 11 і вихідним каналом зворотного клапана 12. Вихідний канал регулятора потоку 11 з'єднаний з вхідним каналом зворотного клапана 13, вихідний канал якого з'єднаний з вхідним каналом дроселя 14 і вихідним каналом запираючого розподільника 15. Вхідний канал розподільника 15 з'єднаний з гідравлічною камерою m пневмогідравлічного акумулятора 16, до пневматичної камери o якого підводиться по каналу 17 тиск живлення $P_{ж}$. Камера r виконавчого циліндра 6 з'єднана з вихідним каналом 18 гідравлічних об'ємних дозаторів. Гідравлічні об'ємні дозатори виконані як циліндри 19 і 20, котрі містять розрядні поршні 21, 22, 23, кришка 24 і додатковий поршень 25 зі штоком 26, який кінематично гвинтом 27 через муфту 28 з'єднаний з вихідним валом 29 електричного крокового двигуна 30. Розрядні поршні 21, 22 і 23 утворюють відповідно розрядні повітряні камери a , b і c а також гідравлічні камери d , k і e з об'ємами рідини V_0 , $2V_0$ і $4V_0$. Додатковий поршень 25, розміщений в циліндрі 19, утворює додаткову герметичну гідравлічну камеру q_1 пневматичну компенсаційну камеру f , до якої підводиться тиск живлення $P_{ж}$ для компенсації зусилля, що діє на гвинт 27 зі сторони тиску y камері q . Від провороту поршня 25 у кришці 24 виконаний поздовжній паз 31, в якому розміщена шпонка 32, закріплена на штоку 26. Величини переміщення розрядних поршнів 21, 22 і 23 мають розмір x_0 , $2x_0$ і $4x_0$. Привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата має слідує алгоритм роботи.

У початковому положенні електричний кроковий двигун 30 та електромагніт $em1$ розподільника 15 знеструмлений, розрядні камери a , b і c об'ємних дозаторів з'єднані з атмосферою. Під дією тиску $P_{ж}$ в камері r рідина з

аккумулятора 16 через розподільник 15, дросель 14, зворотний клапан 12 і канал 10 надходить в камеру у виконавчого циліндра 6. При цьому вихідний шток 8, гільза 2 зі шпинделем 3 і розрядні поршні 21, 22, і 23 займають вихідні положення. При подачі тиску живлення, наприклад, в камеру а (що відповідає кодовій комбінації керуючих сигналів 001) поршень 21 дозатора молодшого розряду переміщається праворуч (згідно креслення) на величину x_0 і призводить до витіснення рідини об'ємом V_0 із камери d в камеру г виконавчого циліндра 6. При цьому поршень 7 із штоком 8 та гільзою 2 зі шпинделем і свердлом 4 переміщуються вниз на величину

$$z_0 = \frac{8v_0}{\pi D_y^2}$$

, де V_0 - об'єм рідини дозатора молодшого розряду; πD_y - діаметр поршня виконавчого циліндра 6. При переміщенні поршня 7 вниз рідина із камери у витісняється в аккумулятор 16 через регулятор потоку 11, яким налаштовується задана подача шпинделя (свердла 4). При виконанні кодової комбінації 010 (живлення подається в камеру b дозатора другого розряду) поршень 22 рухається ліворуч (за кресленням) на величину $2x_0$ і витісняє об'єм рідини $2V_0$ в камеру г виконавчого циліндра 6. При цьому шпиндель 2 зі свердлом 4 переміщуються вниз на величину

$$3z_0 = \frac{12v_0}{\pi D_y^2}$$

Кодовій комбінації керуючих сигналів 111 (тиск живлення одночасно подається в камери , і дозаторів) відповідає переміщення свердла 25 (шпинделя) а b c

$$7z_0 = \frac{28v_0}{\pi D_y^2}$$

Таким чином кожній комбінації опрацьованих сигналів гідравлічними дозаторами відповідає конкретна величина переміщення шпинделя (свердла). Найбільша величина переміщення ріжучого інструмента 4 при опрацюванні

сигналів управління гідравлічними об'ємними дозаторами 30 визначається по залежності:

$$z_{max} = z_0(2^{n_g} - 1)$$

де z_0 - мінімальна величина переміщення шпинделя (свердла) при подачі тиску живлення тільки в камеру молодшого розряду дозатора; n_g - число гідравлічних дозаторів.

Величина дискретного переміщення шпинделя 3 (ріжучого інструмента 4) при виконанні одного управляючого імпульсу ЕКД 30 визначається за формулою

$$\Delta z_0 = \frac{D_g^2}{D_y^2} * \frac{\Delta \varphi}{360^0} * t_{гв}$$

де D_g - діаметр додаткового поршня 25; $\Delta \varphi$ - найменший кут повороту вала 29 електричного крокового двигуна 30, що виникає при виконанні одного електричного імпульсу; $t_{гв}$ - крок різьби гвинта 27.

Величина ходу шпинделя при подачі управляючих сигналів на гідравлічні дозатори, а також на електричний кроковий двигун 30 визначається по залежності

$$z = z_0 \sum_{i=1}^{n_g} B_i * 2^{i-1} \pm \frac{D_g^2}{D_y^2} * \frac{\Delta \varphi}{360^0} * t_{гв} * n_{im}$$

де B_i - цифра, яка приймає значення "1" при підведенні живлення до i -тої камери дозатора, значення - "0", якщо i -та камера дозатора з'єднується з атмосферою i - порядковий номер об'ємного дозатора; n_{im} - число виконаних імпульсів електричним кроковим двигуном 30.

Найбільша величина переміщення шпинделя 3 (свердла 4) визначається по залежності

$$z = z_0 \sum_{i=1}^{n_g} B_i * 2^{i-1} \pm \frac{D_g^2}{D_y^2} * \frac{\Delta \varphi}{360^0} * t_{гв} * n_{immax}$$

де n_{imax} - найбільше число імпульсів, що можуть надходити до електричного крокового двигуна 30.

Найбільше число імпульсів, що прямує до електричного крокового двигуна:

$$n_{imax} = \frac{l_{гв}}{\Delta z_0}$$

де $l_{гв}$ - довжина робочої частини гвинта 27.

Число позицій шпинделя (сверла 4) визначається по залежності $N = \frac{z_{max}}{\Delta z_0}$, якщо прийняти $D_g = D_y$, а $l_{гв} = z_0$, то число позицій шпинделя 3 зі свердлом 4 визначається по залежності

$$N = \frac{z_0 * 2 * 360^0}{\Delta \varphi * l_{гв}}.$$

Максимальна величина переміщення шпинделя:

$$z_{max} = z_0 * 2^{n_g}.$$

Зворотний рух штока 8 з шпинделем 3 при опрацюванні, наприклад, кодової комбінації 000 (тобто коли розрядні камери до заторів , і з'єднувалися з атмосферою) і реверсі електричного крокового двигуна 30 здійснюється під дією тиску рідини, яка надходить із камери m акумулятора 16 через розподільник 15, дросель 14, зворотний клапан 12, канал 10 у камеру у виконавчого циліндра 6. При цьому поршень 7 рухається вгору (за кресленням) і витісняє рідину із камери в камери, , гідрозаторів і в компенсаційну камеру , швидкість руху шпинделя 3 вгору регулюється дроселем 14. Для миттєвої зупинки шпинделя подається електричний струм до електромагніту ем1, при цьому розподільник 15 перемикається і запирає гідравлічну камеру у.

Таким чином запропонований привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата забезпечує регулювання швидкості руху шпинделя як в прямому, так і в зворотному напрямку. При цьому втрати зусилля на тертя і габаритний осьовий розмір виконавчого циліндра не залежать від кількості

(розрядів) поршнів, розміщених у виконавчому циліндрі. Все це обумовлює значне підвищення механічного ККД виконавчого циліндра і суттєве зменшення його осьового габаритного розміру. Крім цього розміщення в одному із циліндрів об'ємних дозаторів додаткової гідравлічної камери з додатковим поршнем, прутень якого кінематично зв'язаний з вихідним валом електричного крокового двигуна дозволяє суттєво зменшити дискретність і розширити діапазон позиціонування шпинделя (свердла).

Враховуючи всі переваги та недоліки вже існуючих, досліджених приводів було розроблену оригінальну конструкцію яка належить до пристроїв верстатобудування.

Відомий привод подачі шпинделя свердлильного верстата, котрий складається з корпусу та приводу подачі зі шпинделем, виконаний у вигляді послідовно розміщених у виконавчому циліндрі розрядних поршнів з цифровим кроком, при цьому поршень старшого розряду з'єднаний з вихідним штоком, який жорстко прикріплений до гільзи зі шпинделем. Недоліком відомого приводу є те, що цифровий двигун, виконаний у вигляді послідовно розміщених поршнів з цифровим кроком у виконавчому циліндрі має значний осьовий габаритний розмір, довжина якого визначається приблизно по залежності $l = 3x_0(2^n - 1)$, де x_0 - дискретність приводу(переміщення поршня першого розряду; n - число розрядів (поршнів). Так, наприклад, при $x_0=1\text{мм}$ і $n=10$ довжина виконавчого циліндра $l = 3x_0(2^n - 1) = 3(2^{10} - 1) = 3069(\text{мм})$. Крім того у такого приводу значні втрати зусилля на тертя, яке визначається по залежності $P_c = P_n * n + P_{ш}$, де P_n - зусилля тертя одного розрядного поршня; $P_{ш}$ - зусилля тертя штока, n - число поршнів (розрядів). Значний осьовий габаритний розмір і значні втрати зусилля на тертя обумовлюють незначний ККД, складність конструкції і обмеження області застосування [5].

Найбільш близьким до запропонованої корисної моделі є привод осьового переміщення шпинделя свердлильного верстата, що має корпус і механізм подачі шпинделя, виконаного у вигляді гідравлічного об'ємного дозатора і додаткової гідравлічної і компенсуючої пневматичної камер з додатковим поршнем, прутень котрого кінематично зв'язаний з вихідним валом електричного крокового двигуна.

Водою даного приводу є те, що під час роботи втрачається частина рідини з робочих камер дозаторів і поршневої камери виконавчого циліндра. Втрата частини рідини обумовлює зниження точності позиціонування шпинделя

(свердла). Крім того, в структуру такого привода входять гідравлічний цифровий дозатор з гідравлічними і пневматичними камерами, до яких підводиться тиск живлення від пневматичних розподільників і електричний кроковий двигун. Все це значно ускладнює конструкцію і систему керування приводом і обумовлює зменшення області застосування [6].

В основу корисної моделі поставлена задача спрощення конструкції, підвищення точності позиціонування і розширення області застосування.

Поставлена задача вирішується тим, що привод подачі шпинделя свердлильного верстата, що містить корпус і механізм подачі шпинделя з гільзою, яка з'єднана з вихідним штоком виконавчого циліндра з поршневою і штоковою камерою, яка через паралельно увімкнені вихідні канали з'єднана з вхідними каналами регульованого дроселя і регулятора потоку рідини, вихідні канали яких через зворотні клапани з'єднані з гідравлічною камерою пневмогідравлічного акумулятора. Новим є те, що пневматична камера акумулятора і поршнева камера виконавчого циліндра з'єднані з вихідними каналами двопозиційного чотирилінійного пневматичного розподільника, а в глухій герметичній циліндричній осьовій розточці вихідного штока з поршнем концентрично розміщений гвинт, довжина різьбової робочої частини якого дорівнює максимальній величині осьового переміщення шпинделя, на різьбову частину гвинта нагвинчена гайка, на зовнішній циліндричній поверхні якої виконані поздовжні шліцеві пази, які рухомо в осьовому напрямку спряжені з поздовжніми шліцевими пазами, виконаними на внутрішній циліндричній поверхні штока з поршнем, циліндричний хвостовик гвинта через осьовий отвір в кришці виконавчого циліндра виходить за її межі з можливістю осьового повороту і неможливістю осьового переміщення, на кінці хвостовика закріплена шестерня, яка зчіплюється з шестернюю закріпленою на вихідному валу електричного крокового двигуна.

Суть корисної моделі пояснюється кресленням, де на Фіг. Показана схема пристрою.

Привод переміщення шпинделя свердлильного верстата містить корпус 1, що має нерухому в осьовому напрямку гільзу 2. В гільзі 2 на підшипниках кочення обертається шпиндель 3, в якому закріплений ріжучий інструмент 4. Шліцевий хвостовик 5 шпинделя 3 отримує оберти від коробки швидкостей (на кресленні коробка швидкостей відсутня). В корпусі 1 закріплений виконавчий циліндр 6 з поршнем 7 і вихідним штоком 8, який кронштейном 9 жорстко прикріплений до гільзи 2. Поршень 7 і шток 8 з нижньою кришкою 10 і верхньою 11 утворюють пневматичну камеру Q і гідравлічну камеру b . Камера b зворотного руху поршня 7 каналом 12 з'єднана з вхідним каналом 13 регулятора витрати рідини 14 і з вхідним каналом 15 регульованого дроселя 16. Вихідні канали 17 і 18 регулятора витрати рідини 14 і дроселя 16 через зворотні клапани 19 і 20 сполучені з гідравлічною камерою c акумулятора 21. Пневматична камера d акумулятора 21 каналом 22 з'єднана з вихідним каналом пневматичного розподільника 23. Вихідний канал 24 розподільника 23 з'єднаний з камерою a виконавчого циліндра b . В осьовій циліндричній розточці штока 8 і поршня 7 концентрично розміщений гвинт 25, на який нагвинчена гайка 26 з поздовжніми шліцевими пазами, які спряжені зі шліцевими пазами 27, виконаними на внутрішній циліндричній поверхні штока 8. На хвостовику 28 гвинта 25 закріплена шестерня 29, яка зчіплюється з шестернею 30, вал якої сполучений з валом 31 електричного крокового двигуна 32. Переміщення гайки 26 в осьовому напрямку обмежується стопорними кільцями 33 і 34. Довжина робочої частини l гвинта 25 дорівнює величині максимального переміщення шпинделя 3 (свердла 4).

Привод подачі шпинделя свердлильного верстата працює наступним чином.

У вихідному положенні електричний кроковий двигун 32 та електромагніт ЕМ розподільника 23 знеструмлені, при цьому камера *a* виконавчого циліндра 6 (поршнева камера) з'єднані з атмосферою, а до пневматичної камери *d* підведений тиск живлення $P_{\text{ж}}$. Під дією цього тиску рідина із камери *c* акумулятора 21 витісняється через зворотній клапан 20 і дросель 16 по каналам 15 і 12 в камеру *b* циліндра 6. Під дією цього тиску поршень 7 зі штоком 8 переміщуються вгору (за кресленням) до упора в кришку 11. Швидкість руху поршня 7 зі штоком 8 і шпинделем 3 зі свердлом 4 регулюється дроселем 16. При виконанні керуючих сигналів, що діють на електричний кроковий двигун 32 рух від вихідного 31 крокового двигуна 32 через шестерні 30 і 29 передається на гвинт 25. При обертанні гвинта 25 гайка 26 переміщується у вертикальній площині. Наприклад, при обертанні гвинта за годинниковою стрілкою гайка переміщується вгору, а при обертанні проти годинникової стрілки – вниз. Величина осьового переміщення гайки 26 визначається по залежності

$$l_{\text{г}} = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{\text{ім}} * \frac{z_1}{z_2} * t_2$$

Де φ_0 - кут повороту вихідного вала крокового двигуна 32 при опрацюванні одного керуючого імпульсу (дискретність), що подається на обмотку двигуна 32; $n_{\text{ім}}$ - число опрацьованих імпульсів; z_1 і z_2 - числа зубців шестерін 30 і 31; t_2 - крок різьби гвинта 25.

Визначимо число імпульсів $n_{\text{ім}}$, які необхідно опрацювати кроковим двигуном 32, щоб здійснити переміщення шпинделя 3 зі свердлом 4 вниз, наприклад на задану величину $l_3 = 20\text{мм}$, при значеннях параметрів: $\varphi_0 = 1,8^0$; $t_2 = 4\text{мм}$; $z_1 = 15$; $z_2 = 30$.

$$n_{\text{ім}} = \frac{360^0}{\varphi_0} * \frac{l_3}{t_2} * \frac{z_2}{z_1} = \frac{360^0}{1,8^0} * \frac{20}{4} * \frac{30}{15} = 2000(\text{імпульсів}).$$

Таким чином для переміщення шпинделя 3 зі свердлом 4 вниз від вихідного положення на величину $l_3 = 20\text{мм}$ необхідно спочатку подати на електричний кроковий двигун 2000 імпульсів. При цьому гайка 26 від верхнього вихідного положення переміщується при обертанні ходового гвинта 25 проти годинникової стрілки на величину $l_3 = 20\text{мм}$. Після цього подається напруга на електромагніт ЕМ розподільника 23, який перемикається ліворуч (за кресленням) і тиск живлення $P_{\text{ж}}$ від розподільника 23 поступає в камеру a виконавчого циліндра 6. Під дією тиску в камері a шток 8 зі шпинделем 3 і свердлом 4 переміщується вниз на величину $l_3 = 20\text{мм}$ до упора кільця 34 у гайку 26. При переміщенні поршня 7 з штоком 8 і шпинделем 3 з свердлом 4 вниз, рідина із камери b витісняється в акумулятор 21 через регулятор витрати рідини 14, дроселем якого регулюється швидкість руху свердла вниз. Зворотній рух шпинделя 3 зі свердлом 4 здійснюється при знеструмленні електромагніта ЕМ розподільника 23, який перемикається праворуч, при цьому тиск живлення подається в камеру b виконавчого циліндра 6, а камера a з'єднується з атмосферою, що призводить до переміщення поршня 7 зі штоком 8 і шпинделем 3 вгору у вихідне положення.

Таким чином, запропонований привод забезпечує високу точність позиціонування шпинделя зі свердлом, так як позиціонування здійснюється по жорсткому механічному упору, тобто поршень 7 упирається в гайку 26. Привод забезпечує широкий діапазон позиціонування шпинделя з заданою дискретною, наприклад,

$$l_{\min} = \frac{\varphi_0}{360^\circ} * n_{\text{ім}} * \frac{z_1}{z_2} * t_2 = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} * 1 * \frac{15}{30} * 4 = 0.01 \text{ (мм)}.$$

Для зміни дискретності необхідно поміняти, наприклад, параметри: z_1 , z_2 , t_2 та φ_0 .

Привод має значно простішу конструкцію, так як виконання кінематичного ланцюга кроковий двигун, зубчаста і гвинтова передача процес

виконання гідравлічних дозаторів і розподільчої розрядної апаратури. Крім того в управлінні запропонованого приводу використовується тільки унітарний код, а у відомому приводі застосовується комбіноване керування: двійковий і унітарний код. Всі ці переваги обумовлюють значне розширення області застосування.

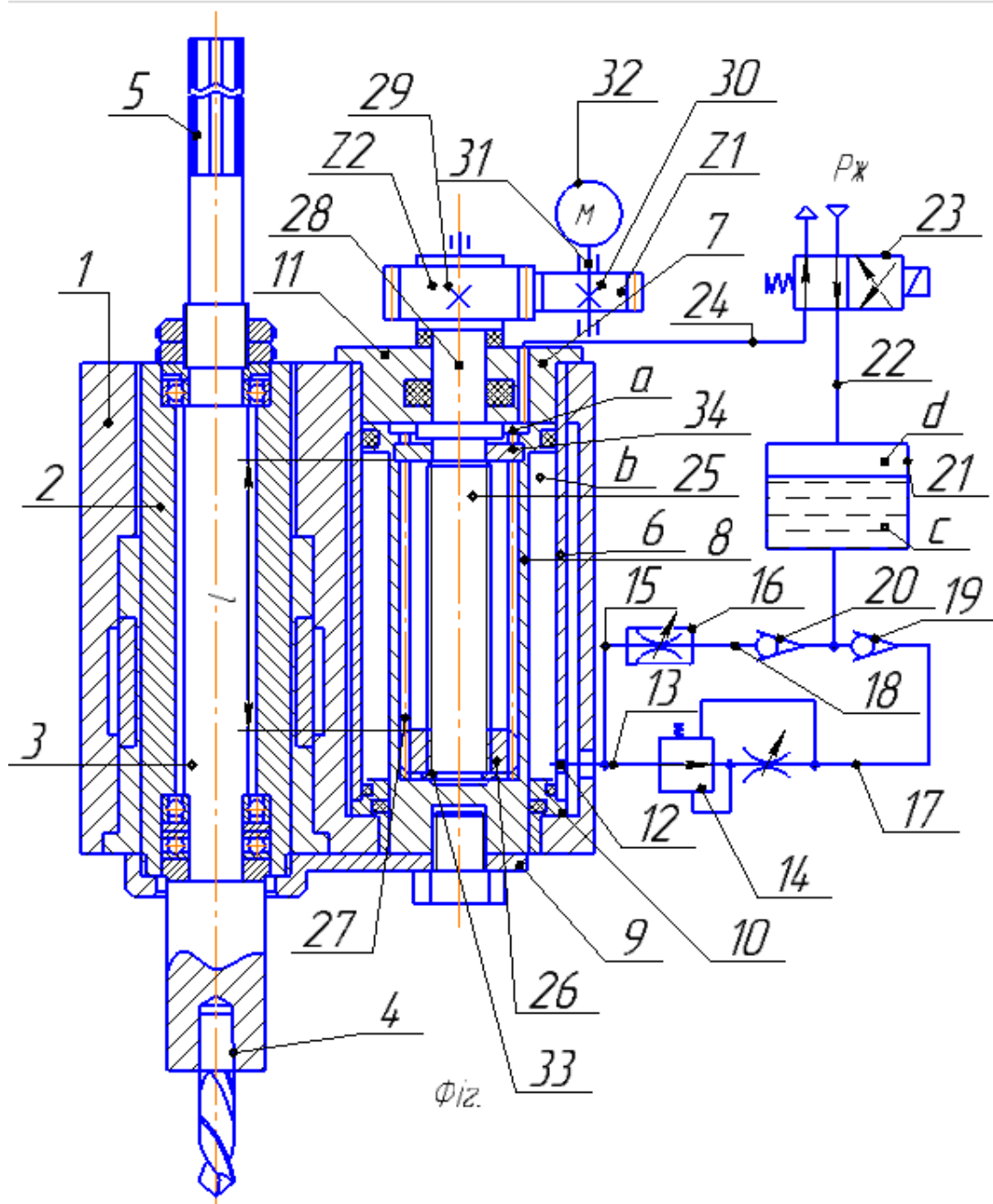


Рис1.5 Привод подачі шпинделя свердлильного верстата.

1.2 ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ГАЛЬМУВАННЯ КОМБІНОВАНИХ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ.

Гальмівні пристрої пневматичних і гідравлічних багатопозиційних приводів

З проведеного аналізу пневматичних цифрових приводів, побудованих на базі двигунів з цифровим кроком впливає, що в процесі відробітку управляючих сигналів в ньому виникають зіткнення розрядних поршнів одне з іншим, які ведуть до передчасного руйнування і до погіршення динаміки ланки приводу виходу. Проблема плавного переміщення і зупинки вихідної ланки пневматичного цифрового приводу виникає у зв'язку із збільшенням швидкості спрацьовування, що у свою чергу диктується збільшеними вимогами до підвищення продуктивності технологічного устаткування. Пневматичні цифрові приводи в більшості випадків не можуть забезпечити з великою точністю заданий закон руху робочого органу, оскільки повітря стискаємий газ і протікаючі в приводах процеси залежать від багатьох чинників органічно властивих багатокамерним поршневым приводам.

Для роботи технологічного устаткування часто не потрібна точна витримка закону руху вихідної ланки, але у більшості випадків потрібне отримання великої швидкості з гальмуванням в кінці ходу, щоб виключити удар і перебіг при виході в задану позицію. Гальмування в пневматичних цифрових приводах здійснюється різними засобами [5]. Звичайно це відбувається за рахунок підвищення протитиску в гальмівних камерах за допомогою спеціальних гальмівних пристроїв (ГП).

Гальмівні пристрої, вживані в пневматичних цифрових приводах, можуть бути класифіковані по виду робочого тіла, використовуваного для створення гальмівного зусилля, по місцю розташування, за способом гальмування, по кількості демифуємих позицій і по споживанню енергії.

Класифікація гальмівних пристроїв пневматичних цифрових приводів представлена на Рис1.9.

Залежно від того, яке робоче тіло використовується в ГП, вони підрозподіляються на пневматичні, електричні, механічні, комбіновані і гідравлічні.

Аналіз гальмівних пристроїв виявив, що приводи виготовляти конструктивно простіше і дешевше, через застосування ГП, які працюють на енергії, якою здійснюється живлення приводу. Проте використання в пневматичних цифрових приводах пневматичних ГП для отримання заданого закону гальмування ланки приводу виходу обмежується великою стискаємістю повітря. Унаслідок великої стискаємості повітря шлях гальмування значно збільшується і, отже, знижується швидкодія приводу. Ефективність пневматичних ГП знижується із збільшенням швидкодії і масового навантаження. Для отримання заданого закону гальмування в таких випадках необхідне узгодження параметрів гальмівного пристрою і параметрів цифрового приводу, що ускладнює проектування і звужує діапазон стійкої роботи приводу.

По місцю розташування ГП можна підрозділити на внутрішні, зовнішні і комбіновані.

Внутрішні гальмівні пристрої пневматичних цифрових приводів доцільно застосовувати в тих випадках, коли регулювання їх в процесі роботи приводу не здійснюється. В цьому випадку регулювання гальмівного шляху або взагалі неможливе, або пов'язане з розбиранням багатопоршневого циліндра. Зовнішні ГП зручні тим, що їхнє положення по довжині ходу можна змінювати, а також можна змінювати площу прохідного перетину каналу пристрою, що дроселює. Іноді доцільно внутрішнє і зовнішнє ГП використати спільно. При цьому гальмування розрядних поршнів цифрового приводу, не пов'язаних з вихідною ланкою, здійснюється зовнішнім ГП

За способом гальмування ГП можна розділити на буферні, ступеневі і пропорційні.

Буферні демпфери зменшують кінетичну енергію рухомого поршня через коливальний рух демпфуючого елемента. Ступеневий спосіб гальмування означає утворення гальмівного зусилля, завдяки стрибкоподібного/ступеневого/зменшення перерізу вихлопного каналу. Пропорційний спосіб гальмування виконується ГП з плавним (заданим) законом зміни прохідного перерізу пристрою, щодроселює.

В пневматичних приводах з двоточковим позиціонуванням по упору широке застосування знаходять одно- і двохпозиційні ГП, які виконують гальмування поршня при прямому і непрямому ході при його виході в задану фіксовану позицію.

Гальмівні пристрої	Кількість гальмівних позицій	Однопозиційна
		Двопозиційна
		Багатопозиційна
	Використання енергії	Пасивні
		Активні
	Спосіб гальмування	Буферний
		Ступеневий
		Пропорційний
	Місце розташування	Внутрішнє
		Зовнішнє
		Комбіноване
	Вид енергії	Комбінована
		Механічна
		Пневматична
		Гідравлічна
		Електрична

Рис.1.6. Класифікація гальмівних пристроїв цифрових приводів

З розвитком багатопозиційних дискретних приводів виникла необхідність створення багатопозиційних гальмівних пристроїв, які дозволяють здійснювати заданий закон гальмування вихідної ланки при виході його в задану позицію, як при прямому ході, так і при зворотному ході.

По споживанню енергії ГП можна підрозділити на активні та пасивні.

Активні ГП при своїй роботі споживають енергію від джерела живлення, пасивні гальмівні пристроїв процесі роботи енергію живлення від джерела не споживають. В даний час в пневматичних цифрових приводах широке застосування знаходять як активні, так і пасивні ГП, які дозволяють отримати заданий закон гальмування вихідної ланки приводу.

Плюс активних ГП полягає в тому, що вони дозволяють отримати не тільки заданий закон гальмування у кінці ходу, але й керувати процесом руху в усьому діапазоні його переміщення.

В швидкодіючих поршневих пневматичних цифрових приводах знаходять застосування буферні демпфуючі пристрої [33].

Цифрові приводи з покращеними динамічними характеристиками

На підставі проведених досліджень, які дозволили більш повно виявити особливості динаміки цифрових приводів, в Київському політехнічному інституті розроблено ряд оригінальних конструкцій пневматичних, гідравлічних і пневмогідравлічних цифрових приводів з гальмівними і направляючими пристроями, захищених авторськими свідоцтвами СРСР. Розроблені приводи відрізняються високою швидкодією, простотою управління і надійністю, дозволяють здійснювати гальмування кожного розрядного поршня або тільки вихідні ланки, забезпечують виключення незапрограмованих переміщень. Вони забезпечують високі динамічні характеристики в будь-якому режимі роботи цифрових приводів.

На мал. 10 представлена структура пневматичного цифрового пристрою з внутрішніми гальмівними пристроями, якими забезпечені всі розрядні поршні приводу [12]. Гальмівні пристрої виконані у вигляді гальмівних камер 1, 2, 3, 4 і розміщених в них гальмівних поршнів 6 і 9. Для зміни закону гальмування вихлопні вікна гальмівних камер забезпечені перекриваючими кільцями 7, 8, 5, і 10.

На мал. 21 показаний пневматичний цифровий привод із зовнішніми гальмівними пристроями 1 і 2, які встановлені на корпусі багатопозиційного циліндра 3 і забезпечують гальмування розрядних поршнів 4 і 5 як при прямому, так і при непрямому ході [23]. Гальмівні пристрої виконані у вигляді гальмівних золотників, керованих ексцентрично розміщеними втулками 6 і 8 на обмежувачах 4 і 10 відносного зсуву розрядних поршнів. В цьому пристрої закони гальмування розрядних поршнів визначаються кутами підйому гвинтових каналів 5 і 11.

Розглянуті структури цифрових приводів дозволяють здійснювати зупинку поршнів без ударів і дають можливість виключити перебіжки вихідного штока. В тих випадках, коли маси поршнів молодших розрядів невеликі, доцільно в структури цифрових приводів включати зовнішні багатопозиційні гальмівні пристрої.

На Рис.1.11 представлена конструкція гідравлічного цифрового приводу із зовнішнім багатопозиційним гальмівним пристроєм [32]. В структуру такого цифрового приводу включений гідравлічний дешифратор і датчик переміщення, виконаний у вигляді плунжерного циліндра, шток якого сполучений з штоком багатопозиційного циліндра 1 і з плоским золотником 2, який перекриває дроселюючі вікна 3-11, які сполучені з вхідними каналами трьохрозрядного дешифратора 12.

Принцип дії такого приводу заснований на тому, що при підході вихідного штока до заданої позиції перекривається плоским золотником 2 відповідне вікно в гальмівному циліндрі. При цьому пропорційно ступеню перекриття дроселюючого вікна, збільшується тиск в порожнині плунжерного і в пов'язаних з ним в даний момент порожнин, які звільнюються, що приводить до гальмування вихідного штока приводу.

Якщо цифровий привід застосовується для транспортування великих мас і при цьому потрібна висока швидкодія, то в структуру доцільно включати гідравлічний гальмівний пристрій [10,13].

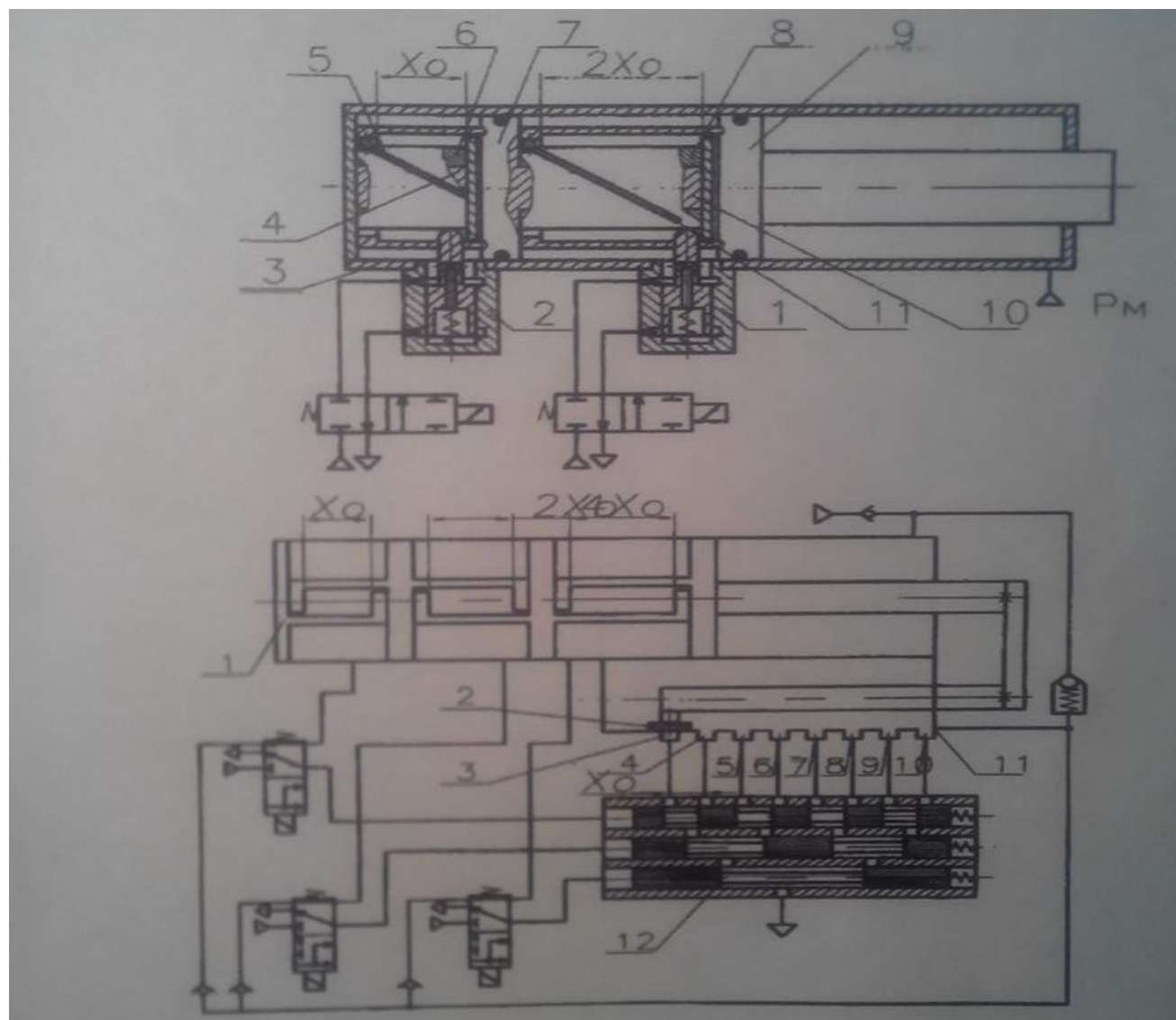


Рис.1.7. Гідравлічний ЦП з завнішнім багатопозиційним ГП

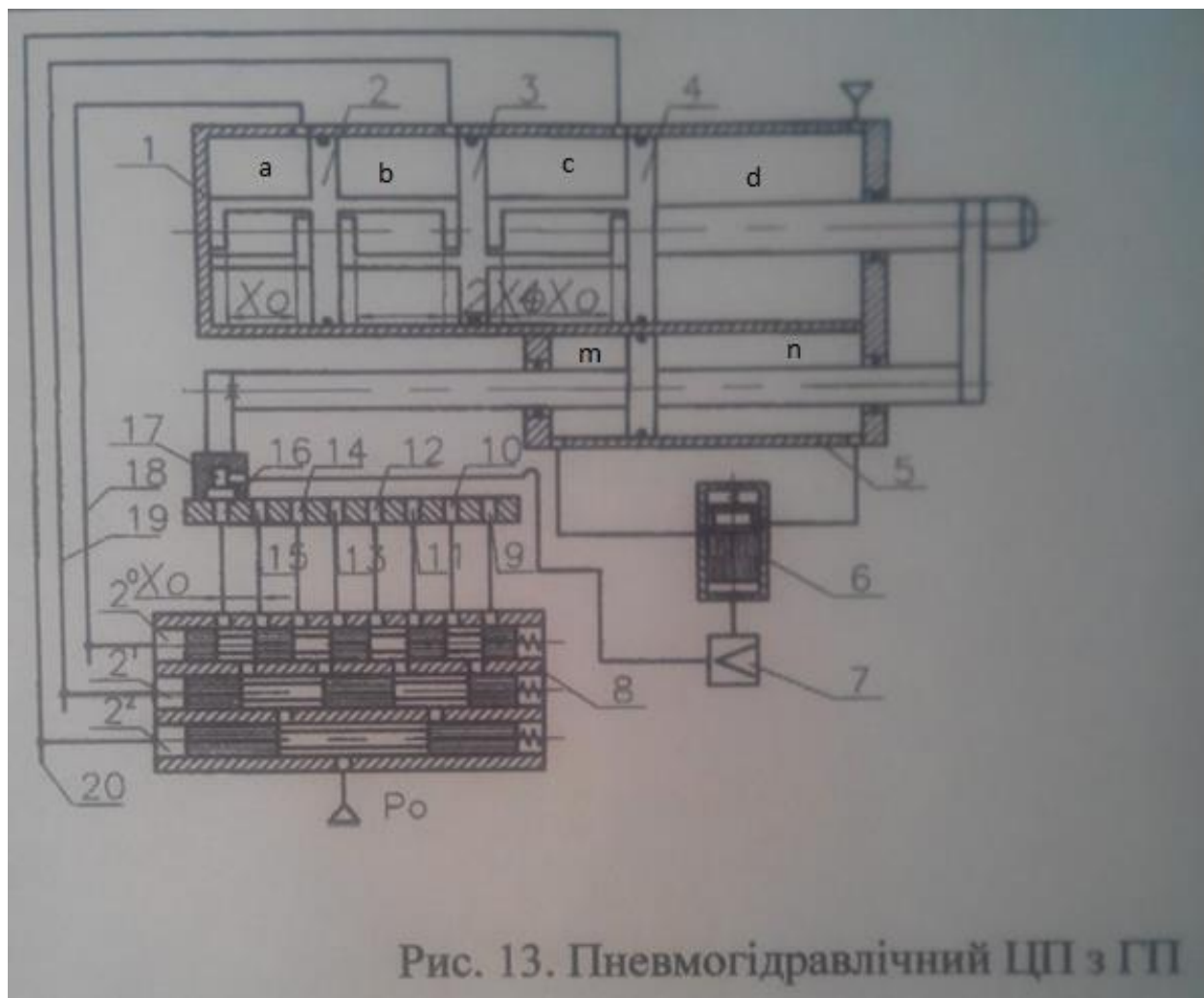


Рис.1.8 Пневмогидравлічний ЦП з ГП

На Рис.1.12 представлений пневмогидравлічний цифровий привід, в структуру якого включено гідравлічний гальмівний пристрій [13]. Такий привід складається з багатопозиційного циліндра 1 з розміщеними в ньому поршнями 2-4. Вихідний шток циліндра 1 сполучений з штоком гальмівного гідравлічного циліндра 5, порожнини якого сполучені між собою через гальмівний золотник 6, управління яким здійснюється датчиком положення, виконаним у вигляді з'єднаним з каналами дешифратора живлячих сопел виходів 9-16 і жорстко пов'язаного з штоком гідроциліндра приймального сопла 17. Вихід приймального сопла з'єднаний з підсилювачем 7, управляючим гальмівним золотником 6.

Привід працює таким чином. В початковому положенні всі поршні знаходяться на лівих упорах (по кресленню), що відповідає відпрацьованій комбінації управляючих сигналів 000. При цьому струменевий тиск від приймального сопла 17 поданий на підсилювач 7, який включений і подає тиск живлення на включення гальмівного золотника 6. Гальмівний золотник включається, і перекриває порожнини гальмівного циліндра 5. При подачі, наприклад, тиску живлення в магістраль 19 перемикається золотник молодшого розряду дешифратора з вагою 2; при цьому тиск живлення знімається з живлячого сопла 14. Під дією тиску який поданий в камеру b поршень 4 з вихідним штоком переміщується праворуч, при цьому сопло 17 в кінці переміщення з'єднується з живлячим соплом 14, від якого тиск передається через приймальне сопло 17 на підсилювач 7, який вмикається і високий тиск живлення від нього поступає в робочу камеру гальмівного золотника 6. Під дією цього тиску гальмівний золотник 6 перемикається вгору (за кресленням) і перекриває прохід рідини з гідравлічного циліндра 5. При цьому тиск в камері n гідроциліндра 5 збільшується, що веде до гальмування вихідного штока. Аналогічно привод працює і при опрацюванні інших кодових комбінацій.

Направляючі пристрої багатопозиційних приводів

При перемиканні керівних розрядних порожнин цифрового приводу, побудованих на базі двохпозиційних двигунів з цифровим кроком, коли одні керівні порожнини з'єднуються з тиском живлення, а інші відключаються, в рухах вихідної ланки спостерігаються незапрограмовані рухи які можна охарактеризувати як викиди або провали. Величина цих рухів залежить від деяких параметрів приводу, наприклад це час перемикання розрядних розподільних пристроїв, початкових об'ємів розрядних порожнин, ефективних площ трубопроводів, що підводять і відводять, тертя і зусилля, що діє на вихідний шток. При деякому поєднанні параметрів приводу ці рухи можуть досягати величини, яка дорівнює сумарній величині переміщення розрядних

поршнів керуючих порожнин, які вимикають або вмикають. Такі значні незапрограмовані переміщення вихідного штоку цифрового приводу при перемиканні керуючих порожнин суттєво обмежує область використання, у значній мірі знижує його швидкохідність і інші динамічні характеристики. Наявність таких недоліків призвело до розробки пристроїв, які дозволяють виключити або значно знизити величину викидів та провалів і тим самим покращити динамічні характеристики і збільшити область застосування цифрових приводів в якості виконавчих приводів промислових роботів, металорізальних верстатів і інших багатопозиційних пристроїв.

Пристрої виключення викидів і провалів цифрового приводу аналогічно гальмівним пристроям можуть бути класифіковані по виду використовуваного робочого тіла, по місцю розташування щодо цифрового приводу, за способом виключення викидів і провалів, а також по використанні енергії.

Класифікація аналізованого підрозділу пристроїв виключення викидів і провалів (направляючих пристроїв) підрозділяє їх по споживанню енергії на активні і пасивні

Активні направляючі пристрої (НП) – це такі пристрої, які дозволяють виключати викиди і провали, за рахунок управління активними силами двигуна. Пасивні НП використовують зусилля, відібрані від виконавчого двигуна за рахунок фіксуючих гальмівних або затухаючих пристроїв.

Класифікація направляючих пристроїв показана на рис.1.13.

По виду робочого тіла вони підрозділяються на пневматичні, гідравлічні, механічні, електричні і комбіновані. Найбільш простими є пневматичні направляючі пристрої з внутрішнім розташуванням. Вони не вимагають додаткового робочого тіла, що спрощує конструкцію приводу і підвищує його надійність. Проте унаслідок великої стисливості повітря такі пристрої малоефективні. Для підвищення ефективності їх необхідно виконувати активними, що ускладнює систему управління приводом, оскільки потрібний

зворотний зв'язок по переміщенню і швидкості. Наявність датчиків зворотного зв'язку усуває переваги дискретних приводів над дросельними.

Найбільш перспективними є гідравлічні і механічні направляючі пристрої, принципові схеми яких будуть розглянуті нижче. Вони дозволяють виключати викиди і провали штока цифрового приводу виходу як в підготовчий період, так і в період руху.

По місцю розташування направляючі пристрої можуть бути внутрішніми, зовнішніми і комбінованими. При цьому внутрішні пристрої зазвичай бувають активними, а зовнішні і комбіновані – пасивними. Перевагами зовнішніх перед внутрішніми є те, що вони простіші в управлінні, надійніші в роботі.

За способом виключення запрограмованих рухів ланки виходу цифрового приводу можна розділити направляючі пристрої на калібрування, що коректують, синхронізуючі, фіксуючі і направляючі.

Єство способу калібрування прохідних перетинів творів полягає в зміні площі отворів клапанів кожного подальшого розряду виходів, в порівнянні з попередньою, в певну кількість разів (більше 2-х). Також критерієм підбору величин прохідних перерізів отворів є число розрядів та сили, що постійно діють, та одночасно вмикаються [30].

Розглянутий спосіб калібрування частково придатний для гідравлічних цифрових приводів. Для пневматичних цифрових приводів такий підбір провідності управляючих клапанів неефективний, так як окрім описаних параметрів на виникнення викидів і провалів в пневматичному цифровому приводі істотний вплив мають початкові об'єми розрядних порожнин. При цьому співвідношення ефективних прохідних перерізів управляючих клапанів будуть мати інше значення.

Окрім того, спосіб калібрування веде до збільшення потужності, яка споживається, зменшенню швидкодії і зрощенню прохідних перетинів

молодших розрядів. При діаметрі прохідних перетинів $d_{\text{пр}} < 0,4$ мм можливе їх зрощення [28], що веде до відмови молодших розрядів приводу.

Програмований спосіб коректування траєкторії руху вихідної ланки пневматичного цифрового приводу. Сутність цього способу полягає в тому, що для виключення викидів і провалів вихідної ланки цифрового приводу проводиться тимчасове коректування подачі управляючого коду. Цей спосіб заснований на використанні управляючої мікро-ЕОМ і принципів активного пневмопривода. При цьому, в пам'ять управляючої машини необхідно закласти оптимальні параметри затримки часу включення розрядних порожнин, які створюють викиди і провали і корегувальні коди, які отримують при стендових заводських випробуваннях кожного з цифрових приводів, що випускаються серійно.

Напрямні пристрої	Споживання енергії	Активні
		Пасивні
	Спосіб виключення викидів і провалів	Калібровка прохідних перерізів трубопроводів
		Коррекційних програмних кодів
		Синхронізації
		Фіксації вихідної ланки
		Направленого руху вихідної ланки
	Місце розташування	Внутрішнє
		Зовнішнє
		Комбіноване
	Вид енергії	Комбінована
		Пневматична
		Гідравлічна
		Електрична
		Механічна

Рис.1.9. Класифікація напрямних пристроїв

Цей спосіб дозволяє виключити провали і викиди, але він складний тим, що необхідно для кожної комбінації управляючих сигналів, що підлягають відробітку приводом, виявити порожнини, які перемикаються, створюють викиди і провали а також визначити час затримки у включенні цих розрядів. А

так як час затримки у включенні розрядів, що створюють викиди і провали, залежить від параметрів привода, то незначна зміна, наприклад, навантаження, приєднаної маси до вихідного штока, часу включення управляючих пристроїв або живлення може викликати значні величини викидів або провалів вихідної ланки. Щоб уникнути це, необхідно в контур управління пневматичних цифрових приводів вводити пристрої зворотного зв'язку, що ускладнює привід і при цьому губляться переваги приводу, працюючого по жорсткому упорі в порівнянні з дросельним і об'ємним приводами.

Сутність способу синхронізації полягає і вирівнюванні витрат газу (рідини) за рахунок включення в керівники порожнини регуляторів витрати [28]. Спосіб синхронізації дозволяє усунути провали і викиди при приведеній масі, що змінюється, і навантаженні, діючому на привід. Проте він не дозволяє виключити викиди і провали, викликані неодноразовим включенням розподільних пристроїв і різними початковими об'ємами керуючих порожнин. Крім того, способу синхронізації властиві і недоліки способі калібрування отворів. Оскільки із зменшенням прохідних перетинів регуляторів витрати знижується швидкодією поршнів молодших розрядів і з'являється можливість їхньої відмови через зрощування каналів з малими прохідними перетинами. Останнім часом з'явилися направляючі пристрої, які забезпечують переміщення вихідної ланки цифрового приводу в заданому напрямі і виключають можливість його переміщення у зворотному напрямі. Такі направляючі пристрої виключають можливість переміщення вихідної ланки убік, протилежному запрограмованому.

Для виключення запрограмованого переміщення ланки виходу можливе використання механічного пристрою напряму руху типу кардної стрічки [4].

На рис.1.14 представлена схема пневматичного цифрового приводу з механічним пристроєм напряму руху, виконаного на базі кардної стрічки. Привід складається з виконавчого пневматичного трьохрозрядного цифрового

двигуна 1. Вихідний шток 2 приводу 1 сполучений жорстко з профільований штоком 4, який контактує з голчастою поверхнею однієї з замикаючих колодок 3,5 (кардних стрічок). При подачі комбінації управляючих сигналів на цифровий привід подається команда управління і на включення відповідної колодки. При цьому переміщення вихідної ланки приводу 1 можливо тільки в заданому напрямі, величина зворотного переміщення визначається податливістю профільованого штока і кардної стрічки, яка залежить від величини сили, яка діє на шток приводу, і жорсткості цих елементів пристрою виключення викидів і провалів. Такий пристрій на пряму руху дозволяє значно зменшити величини провалів при прямому ході і провали при оберненому ході. Окрім цього, за наявності викидів при прямому ході, провалів при зворотному ході і інерційних перебігів точність позиціонування значно знижується і для виключення похибки позиціонування необхідно в кінці ходу перемикає замикаючі колодки, що ускладнює алгоритм і систему управління таким приводом. Такий пристрій відрізняється простотою, проте застосування його обмежується також жорсткістю сталевих голок кордових голок і, отже, потужністю цифрового приводу.



Рис.1.10. Пневматичний ЦП з механічним пристроєм на пряму руху

Аналогічними властивостями володіє і представлений на рис.1.11 механічний пристрій напрямку руху, виконаний на базі храпових механізмів. Такі приводи містять цифровий двигун 1, шток 2 якого жорстко пов'язаний з вихідним штоком цифрового двигуна і перемикаються залежно від напрямку руху (кової комбінації) собачок 3 і 4.



Рис.1.11. Механічний пристрій напрямлення руху, виконаний на базі храпового механізму

На Рис.1.12 представлена схема пневматичного цифрового приводу з гідравлічним пристроєм напрямку руху. Привід складається з цифрового двигуна 1, шток 2 жорстко пов'язаний з штоком 4 гідравлічного двохштокового циліндра 3. Порожнини гідравлічного циліндра 3 сполучені між собою через двопозиційний гідророзподільник 5 і зворотний клапан 6.

Привід дозволяє виключити провали при цьому ході при перемиканні молодших розрядів на старші. При прямому ході рідина з порожнини 6 гідроциліндра 3 перетікає через розподільник 5, зворотний клапан 6 в порожнину 7, рух поршня гідроциліндра 3 у зворотний бік і, отже, шток 2 цифрового приводу виключається зворотнім клапаном 6. При подачі комбінації управляючих сигналів, визначальний рух вихідного штока у зворотному напрямі (при перемиканні старших розрядів на молодші), подається команда на включення розподільника 5. При включеному розподільнику 5 поршень

гідроциліндра 3 може переміщатися тільки у зворотному напрямі, що виключає можливість викиду вихідного штока цифрового приводу.

Таким чином гідравлічний пристрій напрямку руху виключає провали при прямому ході і викиди при зворотному ході на початку руху.

Недоліком такого пристрою є те, що це не дозволяє виключати викиди і перебіги вихідної ланки цифрового приводу при прямому ході, а також провали і перебіги при зворотному переміщенні в кінці ходу. Для виключення цих недоліків необхідно забезпечити надійне демпфування вихідного штока при підході його в задану позицію. Наявність викидів, провалів і перебігів вихідного штока, в кінці ходу знижує точність позиціонування приводу. Оскільки пристрій напрямку руху дозволяє переміщатися вихідному штоку тільки в заданому напрямі, то для виходу

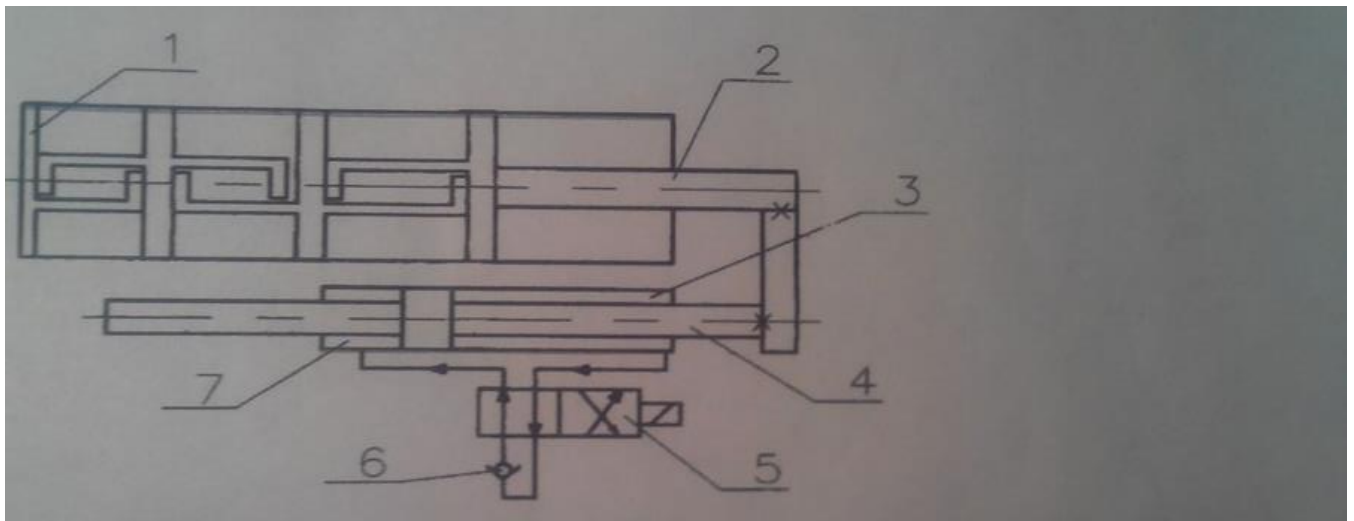


Рис.1.12. Пневматичний ЦП з гідравлічним пристроєм направлення руху.

його в задану позицію необхідно в кінці переміщення сполучати порожнини гідроциліндра 3 між собою, що ускладнює систему управління таким приводом. Проведений аналіз пристроїв напрямку руху дає можливість зробити висновок, що вони дозволяють виключати незапрограмовані рухи вихідної ланки цифрового приводу лише на початку ходу, тому пошук нових конструктивних розв'язань виключення викидів і провалів у всьому діапазоні переміщень вихідної ланки є актуальною проблемою, розв'язання якої дозволить створювати

пневматичні цифрові приводи із програмованими динамічними характеристиками.

Спосіб фіксації заключається в тому, що перед подачею кодової комбінації на привід, яка визначає перемикання керівних порожнин, спочатку подається команда на фіксацію вихідної ланки цифрового приводу. При цьому відбувається перестановка розрядних поршнів, непов'язаних з вихідною ланкою. При цьому повністю виключаються викиди і провали протягом всього ходу. Такі пристрої, розроблені з участю авторів і розглянуті в роботах [9,6,20,21,11], можуть використовуватися як в пневматичних, так і в гідравлічних цифрових приводах.

2. ПРИНЦИПОВА СХЕМА БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ З ЦИФРОВИМ УПРАВЛІННЯМ.

Комбінований багатопозиційний привод з цифровим управлінням призначений для перетворення двійкового коду в дискретне переміщення вихідної ланки виконавчого пневмоциліндра.

На рис.2.1 показана принципова схема комбінованого багатопозиційного приводу з цифровим керуванням.

Запропонований мною, оригінальний, привод має в своєму складі циліндр 1, а той відповідно в ряд розміщені розрядні мембрани 2, 3, 4 і розрядний поршень 5, який розширює можливості приводу, з упорами та поршень 6 з вихідним прутнем 7. Розрядні мембрани, поршень 5 та поршень з вихідним прутнем утворюють послідовні мембранні камери a , b , c , d , гідравлічну камеру k і штокову камеру r . Гідро камера k каналом 8 сполучена з гідро камерами об'ємних дозаторів 9, 10 і 11 з відповідними об'ємами рідини V_0 , $2V_0$ і $4V_0$. Дозаторні поршні 12, 13 і 14 утворюють розрядні повітряні камери e , m і n , які каналами живлення сполучені з вихідними каналами повітряних розподільників 15, 16 і 17. Контакти магнітів em_1 , em_2 і em_3 розподільників 15, 16 і 17 і

контакти 18, 19 і 20 дешифратора 21 з'єднані з контактами 22, 23 і 24 центрально програмованого контролера (ЦПК) (на схемі не показаний). Вихідні контакти 25...32 шифрувального пристрою 21 сполучені з вхідними контактами датчика простого переміщення 33, який зроблений як ланцюг послідовно замкнених контактів (герконів) 34...42, контакти якого 43 і 44 сполучені з контактами магнітів ем1, ем2 двох розподільників (45, 46) і з вхідними контактами логічного пристрою «або», вихідний контакт якого з'єднаний з контактом магніта ем3 третього розподільника 47. Вхідні канали розподільників 45, 46 і 47 з'єднані з гідро камерою пневмогідравлічного акумулятора 48 , до повітряної камери якого підводиться тиск живлення $P_{ж}$. Вихідні канали розподільників 45, 46 і 47 дроселями 49, 50, 51, 52, зворотними клапанами 53, 54, 55 і 56 сполучені з гідро камерою r робочого циліндра 1. Пруть 7 кінематично з'єднаний з магнітом 57 датчика простого переміщення 33 . Вхідний контакт 58 шифрувального пристрою 21 з'єднаний з джерелом струму 59.

Опис роботи комбінованого багатопозиційного приводу з цифровим керуванням. У початковому положенні електромагніти ем1..ем6 розподільників 15, 16, 17 і 45, 46, 47 без підводу струму. А розрядні камери a, b, c, d, e, m і n сполучені з атмосферою , що є результатом опрацьованої комбінації керуючих сигналів 0000000. Вихідний прутень 7 під дією тиску , що подається до камери r розподільником 47, дроселем 51 і зворотнім клапаном 56 від акумулятора 48 знаходиться в лівому (за кресленням) крайньому положенні . Тим часом магніт 57 датчика переміщення 33 розмикає контакти герметичних контактів 34 і 35 . При подані, наприклад, кодової комбінації керуючих імпульсів 0000001 (тиск живлення подається в камеру a) вихідний прутень 7 переміщується праворуч (за кресленням), величина переміщення- X_0 . При цьому рідина із камери r витісняється в гідроакумулятор 48 через дросель 52, зворотний клапан 55 і розподільник 47 . Швидкість руху прутня 7 при цьому регулюється дроселем 52.

При подані кодової комбінації керуючих сигналів, наприклад, 0110011 (живлення одночасно подається до камер a , b а також до камер e , t гідравлічних дозаторів від розподільників 15, 16, на магніти яких подається напруга) одночасно електронапруга, що подається на магніти ем1 і ем2 розподільників від контактів 22 і 23 підводиться і до керуючих контактів 18, 19 шифрувального пристрою 21, який перемикається і його контакт 58 замикається з вихідним контактом 28. А напруга від контакту 28 по послідовному ланцюгу нормально замкнутах контактів герконів 38...42, та контакт 44 передається на магніт ем2 розподільника 46, який перемикається (за кресленням ліворуч) і з'єднує прутневу камеру r через зворотний клапан 54 і дросель 50 з камерою акумулятора 48. Одночасно з цим електронапруга від контакту 44 подається на контакт елемента «або», який перемикається і електронапруга від його вихідного контакту подається на магніт ем3, розподільника 47, який перемикається (за кресленням вверху) і запирає канали. Після того, як перемкнулися розподільники 15, 16 і подачі живлення в мембранні камери a , b поршень 6 з вихідним прутнем 7 переміщується на величину

$$X = X_0 + 2X_0 + \frac{4V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2} + \frac{8V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2} = X_0 + 2X_0 + 16X_0 + 32X_0 = 51X_0 ,$$

де $V_0 = \frac{4X_0}{\pi D_{\text{ц}}^2}$; $D_{\text{ц}}$ – діаметр поршня 6.

Після переміщення вихідного прутня 7 полем магніту 57, розмикаються контакти геркона 38, що впливає на знеструмлення магнітів ем2 і ем3 розподільників 46 і 47, при цьому розподільник 46 запирається, а розподільник 47 розмикається і рідина із камери r поступає до комбінованого акумулятора 48 через дросель 52, що регулює швидкість гальмування. Швидкість швидкого руху прутня 7 праворуч регулюється дроселем 50. При з'єднанні камер a , b , e і t з атмосферою, а це є виконання кодової комбінації керуючих сигналів 0000000 одночасно з цим перемикається і шифрувальний пристрій 21, при цьому від

його контакту 58 напруга подається на контакт 25, потім напруга через нормально замкнений герметичний контакт 34 і контакт 43 передається на магніт ем1 розподільника 45 і на контакт елемента «або», який перемикається і дає напругу на магніт ем3 розподільника 47. Який в свою чергу перемикається і замикає вхідний і вихідний канали. При перемиканні даного розподільника 45 рідина під тиском $P_{\text{ж}}$ із камери акумулятора 48 через увімкнені розподільник 45, дросель 49 і зворотний клапан 53 прибуває до камери r циліндра 1. Під дією тиска в камері r прутень 7 з поршнем 6 рухаються ліворуч вижимаючи рідину із камери k в розрядні камери e і m дозаторів 9 і 10. А швидкість зворотного руху прутня регулюється дроселем 49. Після переміщення прутня 7 ліворуч магнітним полем магніту 57 вимикається контакт геркона 34, що призводить до знеструмлення магнітів ем1 і ем3 розподільників 45 і 47, які перемикаються і рідина в кінці руху прутня 7 із камери акумулятора поступає в камеру r циліндра 1 через дросель 51, який регулює швидкість гальмування в кінці ходу. Так само працює привод і при виконанні інших кодових комбінацій керуючих сигналів.

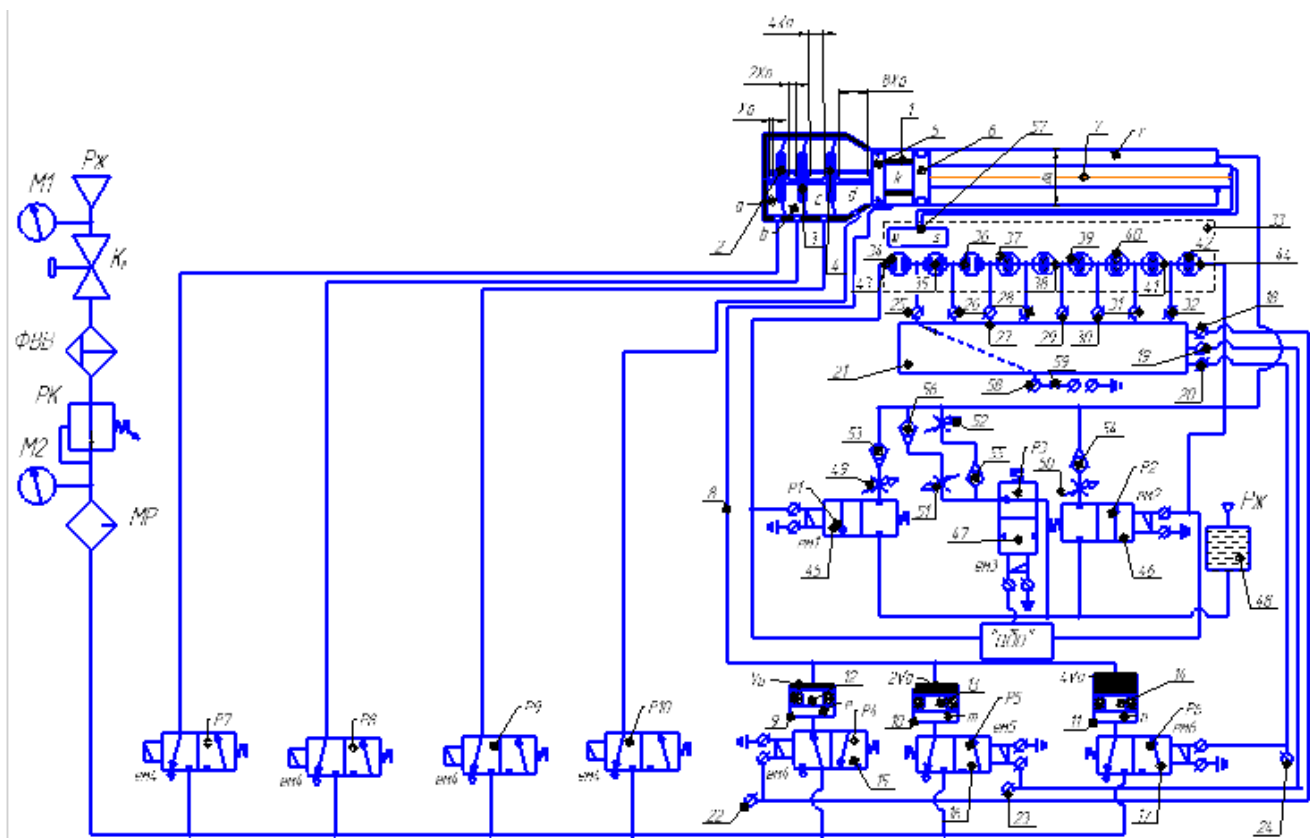


Рис.2.1. Принципова схема комбінованого багатопозиційного приводу з цифровим керуванням

В загальному випадку величина переміщення вихідного прутня при перемиканні кодових комбінацій управляючих сигналів визначається по залежності:

$X = X_0 \sum_{i=1}^n B_i \cdot 2^{i-1}$, де X_0 - дискретність приводу; i - розрахунковий номер розрядної камери; B_i - цифра, яка приймає значення «1» , коли живлення підводиться до i -тої розрядної камери і значення – «0» , коли i -та камера сполучена з атмосферою.

Максимальне число позицій вихідного прутня 7

$N = 2^n = 2^7 = 128$ (позицій), де n - число камер.

Максимальна величина переміщення вихідного прутня.

$X_{max} = X_0(2^n - 1) = X_0 \cdot 127$ (мм).

Через включення в структуру привода акумулятора, від якого робоча рідина через двопозиційні розподільники і дроселі з зворотними клапанами поступає в прутневу камеру робочого циліндра, виникає можливість підвищити точність, через те, що втрата рідини, що поступає в прутневу камеру від гідравлічних розподільників не змінює точність позиціонування вихідного прутня, а заміна трипозиційного шестилінійного гідравлічного розподільника двопозиційним дволінійним розподільником спричиняє спрощення конструкції, так як ці конструктивно прості гідророзподільники масово виготовляються підприємствами, а трипозиційні шестилінійні розподільники підприємствами випускаються в дуже обмеженій кількості, лише під замовлення, вони вимагають оригінальної розробки. Розроблена схема керування двопозиційними гідравлічними розподільниками, датчиком простого переміщення і шифрувальним пристроєм, дає можливість запобігати виникненню незапланованих «викидів» і «провалів» вихідного прутня і регулювання як швидкості руху, так і гальмування при підході прутня в задану позицію. Також, розміщення у робочому циліндрі додаткових розрядних камер з мембранами збільшує діапазон позиціонування вихідного прутня. За допомогою даних заходів збільшується область застосування подібних приводів.

3. МЕМБРАННИЙ ЦИФРОВИЙ ДВИГУН

Мембранний цифровий двигун розроблений для перетворення інформації двійкового коду на поступальний рух вихідної ланки (штока).

На рис.3.1 показана конструкція мембранного цифрового двигуна (МЦФ).

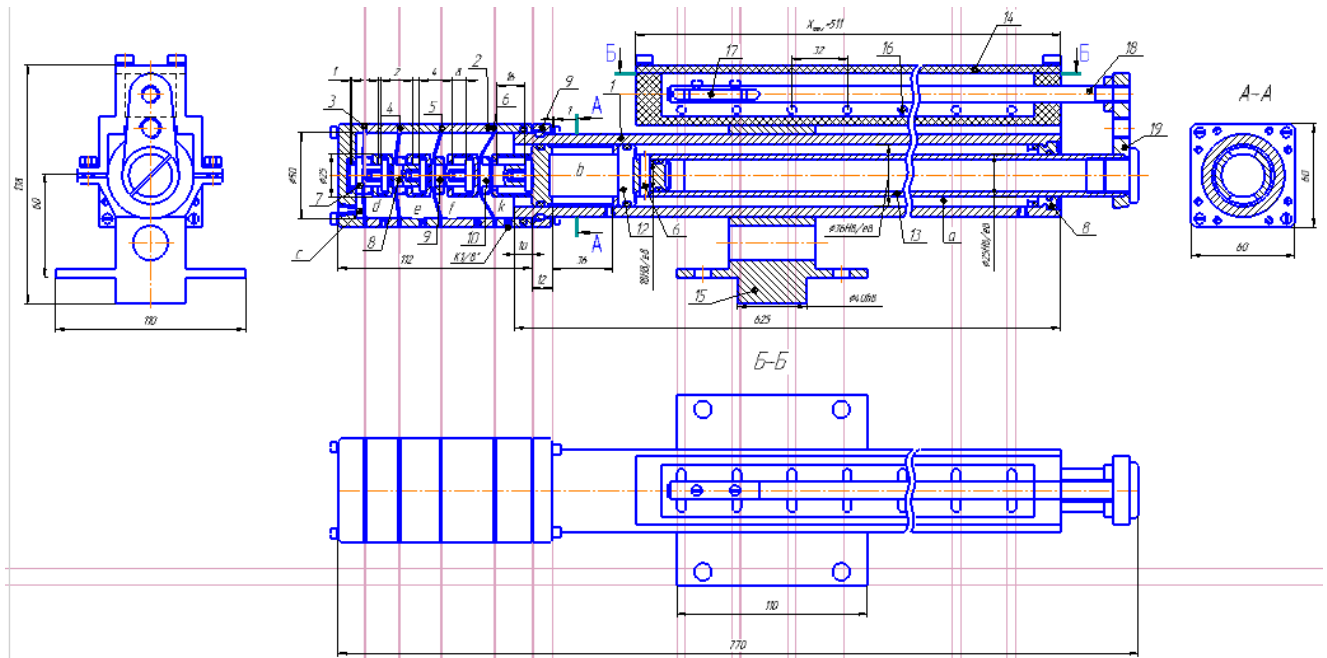


Рис.3.1. Мембранний цифровий двигун

Мембранний цифровий двигун складається з виконавчого циліндра 1, мембранного цифрового двигуна 2, який виконаний у вигляді мембранного корпусу, в якому послідовно закріплені мембрани 3, 4, 5 і 6 з жорсткими центрами 7, 8, 9 і 10 і обмежувачами відносного осьового їх переміщення. При цьому переміщення жорстких центрів розрядних мембран від молодшого розряду до старшого відповідно дорівнюють 1мм, 2мм, 4мм та 8мм. Жорсткий центр 10 мембрани старшого розряду обмежує переміщення розрядного поршня 11, який розміщений у виконавчому циліндрі 1. Величина переміщення розрядного поршня дорівнює 16мм. Розрядні мембрани 3, 4, 5, 6 і розрядний поршень і розрядний поршень 11 утворюють розрядні камери *c*, *d*, *e*, *f* і *k*, до яких через отвори $k1/8"$ підводиться пневматичний тиск живлення. Розміщені в циліндрі 1 поршні 11 і 12 утворюють гідравлічну камеру *b*, до якої підводиться рідина від гідравлічного дозатора (на рис. гідравлічний дозатор не показаний). Поршень 12 з'єднаний з вихідним штоком 13 виконавчого циліндра 1, утворюють камеру *a* зворотного руху мембран і поршня 11. Виконавчий

циліндр 1 і корпус датчика лінійного переміщення 14 закріплені на опорі 15. В корпусі 14 датчика лінійного переміщення закріплені послідовно з кроком 32мм геркони 16. Над герконами 16, з невеликим зазором розміщений магніт 17, закріплений на штоці 18, який тягою 19 з'єднаний з вихідним штоком 13 виконавчого циліндра 1.

Принцип дії мембранного цифрового двигуна закладається в тому, що. У вихідному положенні розрядні мембрани c , d , e , f і камера k з'єднані з атмосферою. До камери a підведений тиск живлення, під дією якого всі жорсткі центри мембран і поршні 11 і 12 знаходяться на лівих упорах. При цьому вихідний шток 13 теж займає крайнє праве положення (вихідне). При цьому магнітом 17 розімкнені ліві два крайні геркони. Сполучення розрядних камер c , d , e , f і k з атмосферою відповідає комбінації керуючих сигналів 00000. При опрацюванні мембранним двигуном, наприклад, комбінації керуючих сигналів 00001 (тиск живлення підведено тільки до розрядної камери e) мембрана 3 з жорстким центром 7 переміщується праворуч (за кресленням) на величину 1мм. Внаслідок і вихідний шток 13 теж переміщується праворуч на величину 1мм. При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 00010 (тиск живлення підводиться до розрядної камери d) мембрана 4 з жорстким центром 8 зміщується праворуч на 2мм при цьому вихідний шток 13 теж зміщується праворуч на величину 2мм. При виконанні комбінації управляючих сигналів 00011 (тиск живлення підводиться до розрядних камер c і d) вихідний шток 13 переміщується праворуч на суму переміщень жорстких центрів 7, 8 мембран 3 і 4, тобто на величину $1+2=3$ (мм). і так далі. Тому, кожна комбінація управляючих сигналів двійкового коду відповідає конкретна величина переміщення вихідного штока 13. Величина переміщення розрядних мембран з жорсткими центра і поршня визначається по геометричній прогресії :

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1},$$

де X_0 -дискретність мембранного двигуна; i - порядковий номер розрядної мембрани або поршня.

Переміщення вихідного штока 13 визначається в залежності від опрацювання тієї чи іншої комбінації керуючих сигналів аналітично по залежності:

$$X = X_0 \sum_{i=1}^n b_i \cdot 2^{i-1},$$

Де X_0 -дискретність (переміщення мембрани молодшого розряду); i - порядковий номер мембрани або поршня; b_i - цифра, яка дорівнює - «1» коли i -та камера сполучена з тиском живлення і значення - «0» коли i -та камера з'єднана з атмосферою.

Другим способом визначення переміщення вихідного штока є табличний.

№n n	f	k	e	d	c	X (мм)
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	1
2	0	0	0	1	0	2
3	0	0	0	1	1	3
4	0	0	1	0	0	4
5	0	0	1	0	1	5
6	0	0	1	1	0	6
7	0	0	1	1	1	7
8	0	1	0	0	0	8
9	0	1	0	0	1	9
10	0	1	0	1	0	10
11	0	1	0	1	1	11
12	0	1	1	0	0	12
13	0	1	1	0	1	13
14	0	1	1	1	0	14
15	0	1	1	1	1	15
16	1	0	0	0	0	16
17	1	0	0	0	1	17
18	1	0	0	1	0	18
19	1	0	0	1	1	19
20	1	0	1	0	0	20
21	1	0	1	0	1	21
22	1	0	1	1	0	22

23	1	0	1	1	1	23
24	1	1	0	0	0	24
25	1	1	0	0	1	25
26	1	1	0	1	0	26
27	1	1	0	1	1	27
28	1	1	1	0	0	28
29	1	1	1	0	1	29
30	1	1	1	1	0	30
31	1	1	1	1	1	31

Число позицій вихідного штока :

$$N = 2^n,$$

де n - число розрядів мембранного цифрового двигуна.

Максимальна величина переміщення вихідного штока 13:

$$X_{max} = X_0(2^n - 1).$$

При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 00000 всі мембрани, поршні і вихідний шток 13 під дією тиску живлення в штоковій камері a переміщуються у вихідне положення. Таким чином мембранний цифровий двигун забезпечує переміщення вихідного штока 13 на величину 31мм з дискретністю 1мм. Для збільшення величини переміщення вихідного штока 13 необхідно в камеру b підводити дози стисненої рідини від цифрового гідравлічного дозатора (на рис. цифровий гідродозатор не показаний). При підведенні робочої рідини до камери b виконавчого циліндра 1 від цифрового об'ємного дозатора з дискретністю V_0 і числом розрядів $n_d = 4$ вихідний шток 13 буде мати число позицій :

$$N_{ш} = 2^n + 2^{n_d} = 2^{n+n_d} = 2^{5+4} = 512 \text{ (позицій)},$$

де n і n_d – відповідно число розрядів мембранного цифрового двигуна і число розрядів цифрового об'ємного гідравлічного дозатора.

Величина максимального переміщення вихідного штока :

$$X_{max} = X_0(2^{n+n_d} - 1) = 1(2^9 - 1) = 511 \text{ (мм)}.$$

Для того щоб визначити час спрацювання пневматичного крокового сервопривода складемо рівняння руху для кожного мембранного механізму, приймаючи, що маси всіх мембранних механізмів рівні між собою $m_5 = m_6 = m_7 = m_8 = m_9 = m$. Сили тертя в направляючих 3 і 4 також рівні між собою $f_{тр5} = f_{тр6} = f_{тр7} = f_{тр}$. Маси штоків мембранних механізмів рівні між собою $m_{10} = m_{11} = m_{12} = m_{13} = m_{14} = m$, і також рівні сили тертя штока мембрани в корпусі мембрани $f_{тр.ш.10} = f_{тр.ш.11} = f_{тр.ш.12} = f_{тр.ш.13} = f_{тр.ш.14} = f_{тр.ш.}$. Жорсткість мембран мембранних механізмів 5, 6, 7, 8 і 9 також приймаємо рівними між собою $C_5 = C_6 = C_7 = C_8 = C_9 = C$.

Складемо рівняння руху для кожного мембранного механізму.

а) Складемо рівняння руху для мембранного механізму 5 :

$$(m_{ш5} + m_{ш.ц.})\ddot{x}_{10} + F_y(P_y - P_a) + f_{тр.ш.10} + f_{тр.ш.ц.} + P_1 + c(x_{10} - x_0) = F_{е.м.}(P_{i5} - P_a); \quad (1)$$

б) Складемо рівняння руху для мембранного механізму 6 :

$$F_{е.м.}(P_{i5} - P_a) + (m_{ш} + m_5)\ddot{x}_{11} + f_{тр.ш.11} + f_{тр.5} + c(x_{11} - x_0) = F_{е.м.}(P_{i6} - P_a) \quad (2)$$

в) Складемо рівняння руху для мембранного механізму 7 :

$$F_{е.м.}(P_{i6} - P_a) + (m_{ш} + m_6)\ddot{x}_{12} + f_{тр.ш.12} + f_{тр.6} + c(x_{12} - x_0) = F_{е.м.}(P_{i7} - P_a) \quad (3)$$

г) Складемо рівняння руху для мембранного механізму 8 :

$$F_{е.м.}(P_{i7} - P_a) + (m_{ш} + m_7)\ddot{x}_{13} + f_{тр.ш.13} + f_{тр.7} + c(x_{13} - x_0) = F_{е.м.}(P_{i8} - P_a) \quad (4)$$

д) Складемо рівняння руху для мембранного механізму 9 :

$$F_{е.м.}(P_{i8} - P_a) + (m_{ш} + m_8)\ddot{x}_{14} + f_{тр.ш.14} + f_{тр.8} + c(x_{14} - x_0) = F_{е.м.}(P_{i9} - P_a) \quad (5)$$

де x_0 - приведена координата, яка дорівнює початковому об'єму камери

$X_0 = \frac{V_0}{F_{е.м.}}$; де $F_{е.м.}$ - ефективна площа мембрани при нульовому прогині, коли

площина жорсткого центру співпадає з площиною закріплення мембрани

$$F_{е.м.} = \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 \cdot D_2 - \frac{x(D_1^2 - D_1 \cdot D_2)\sqrt{4+7p_r+4p_r^2}}{\sqrt{5x_{max}^2-5x^2}});$$

$x_{10}, x_{11}, x_{12}, x_{13}, x_{14}$ - переміщення штоків мембрани відносно відносно корпуса мембрани.

Рівняння руху повинні бути вирішені разом з рівняннями , що пов'язують витрату повітря зі зміною його кількості в змінних об'ємах мембранних камер.

4 ПРИВОД ПОЗДОВЖНЬОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ СТОЛА.

На рис.4.1. показаний загальний вигляд приводу поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата.

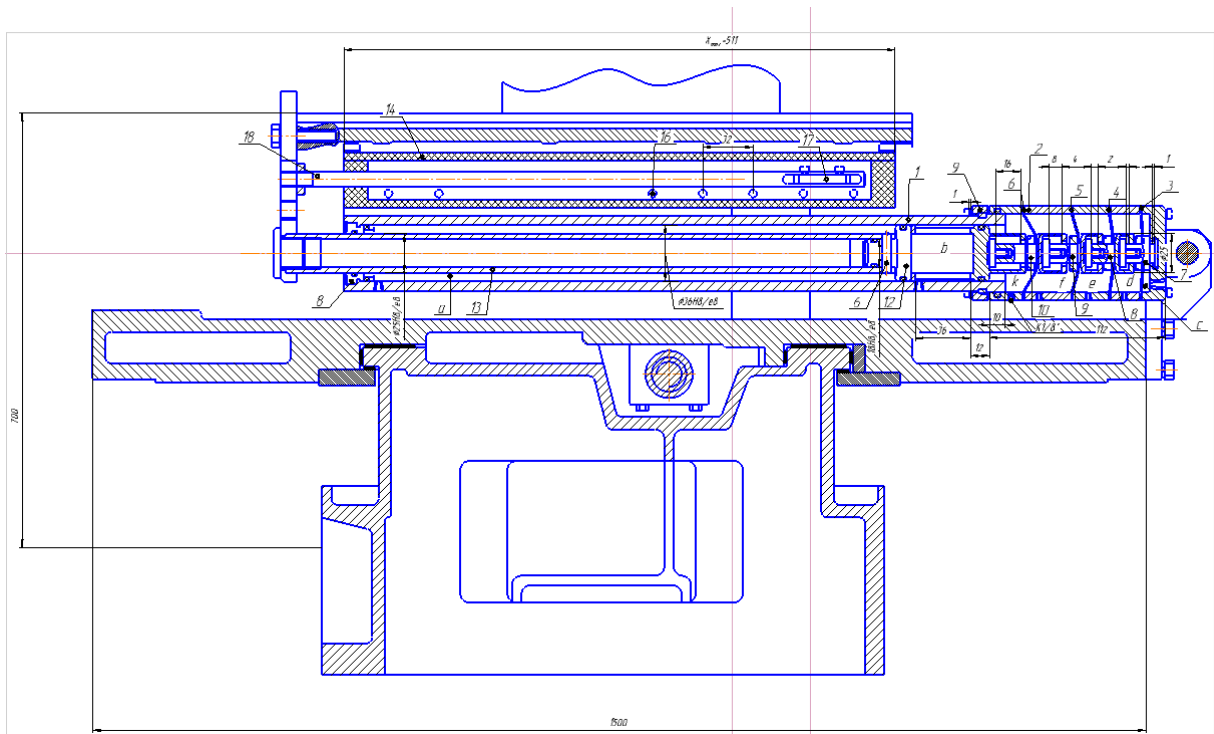


Рис.4.1. Привод поздовжнього переміщення стола

Привод поздовжнього переміщення стола складається із цифрового циліндра, який виконаний у вигляді послідовно розміщених мембран з цифровим кроком, датчика лінійного переміщення. Цифровий циліндр складається з закріплених у корпусі 2 циліндра 1 мембран 3-6 з ходами 1, 2, 4, 8 і 16 мм вихідного штока 11 і поршня 12. Мембрани, поршень і шток утворюють розрядні камери c, d, e, f, k і камери a і b . До камери b підводиться рідина від чотирьох розрядного об'ємного гідравлічного дозатора.

5 ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНА СХЕМА ПРИВОДУ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ СТОЛА

На рис.5.1. показана принципова пневмогідравлічна схема приводу поперечного переміщення стола свердлильного верстата.

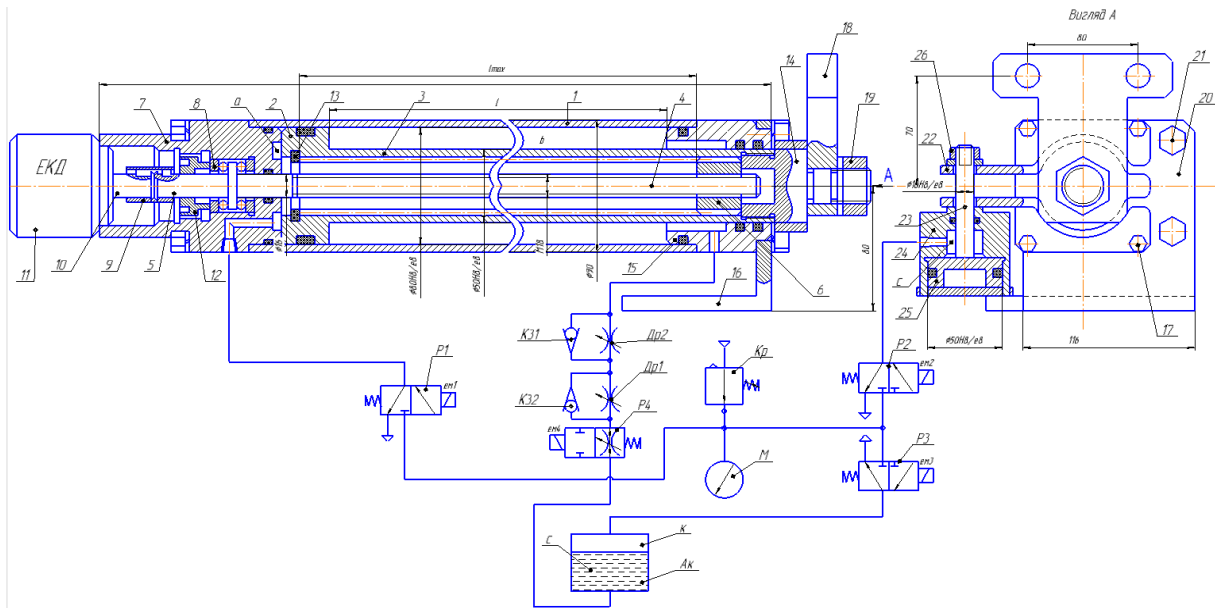


Рис.5.1. Пневмогідравлічна схема приводу поперечного переміщення стола

Пневмогідравлічна схема приводу поперечного переміщення стола складається з циліндра 1, в якому з утворенням герметичних робочих камер *a* і *b* розміщений поршень 2 зі штоком 3. До штока 3 прикріплений фланець 18, який з'єднується зі столом верстата (верстат на схемі не показаний). В циліндричній осевій розточці поршня 2 зі штоком 3 концентрично розміщений гвинт 4, хвостовик 5 якого муфтою 8 кінематично з'єднаний з вихідним валом 10 електричного крокового двигуна (ЕКД) 11. На гвинт 4 нагвинчена гайка 6, яка спряжена зовнішніми шліцами з поздовжніми шліцами нарізаними на внутрішній поверхні циліндричної розточки штока 3. Величина переміщення гайки 6 в осевому напрямку обмежується упором 13 зліва і гвинтом 14 справа. Циліндрична поверхня штока 3 і гвинта 14 спряжена з поверхнею клемового затискного пристрою 22. В отворах клем розміщений шток 23 циліндра 24.

Поршень 25 циліндра 24 утворює робочу камеру d , яка каналом живлення з'єднана з вихідним каналом розподільника P2. Камера a циліндра 1 через пневматичний розподільник P1 сполучена з вихідним каналом редукційного клапана Кр, яким налаштовується необхідний тиск живлення в пневмосистемі. Штокова камера b через регульовані дроселі Др.1, Др.2, зворотні клапани КЗ1, КЗ2, гідравлічний розподільник P4 з'єднана з гідравлічною камерою c акумулятора Ак, до якого пневматичний тиск від пневматичного розподільника P3. До камери d підводиться тиск живлення від розподільника P2. Тиск живлення в системі вимірюється манометром.

Принцип дії приводу поперечного переміщення стола закладається ось в чому. У вихідному положенні всі магніти ем1, ем2, ем3 і ем4 розподільників P1, P2, P3 і P4 знеструмлені, а камери a , b , d і k з'єднані з атмосферою. Гайка 6 знаходиться в крайньому лівому положенні, а поршень 2 циліндра 1 - в правому. Електричний кроковий двигун знеструмлений. При подачі тиску живлення в камеру a циліндра 1 і з'єднані камери b зі зливом поршень 2 переміщується фланцем 18 (столом) до упора в гайку 6. При цьому рідина із камери b витісняється в камеру c акумулятора Ак через дросель Др.1, яким регулюється швидкість руху штока 3 зі столом праворуч. Розглянемо переміщення на задану величину. При цьому вважаємо, що у вихідному положенні гайка 6 упирається в упор 13 при цьому стіл знаходиться в лівому крайньому положенні. При опрацюванні електричним кроковим двигуном ЕКД заданої кількості імпульсів гайка 6 переміщується праворуч на величину

$$l_{\pi} = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{\text{ім}} * t_2,$$

де φ_0 - дискретність (мінімальний кут повороту вихідного вала ЕКД); $n_{\text{ім}}$ - число опрацьованих імпульсів ЕКД; t_2 - крок гвинта 4. Після опрацювання ЕКД $n_{\text{ім}}$ імпульсів гайка 6 переміщується праворуч на величину l_{π} після цього подається напруга на електромагніт ЕМ1. При цьому перемикається ліворуч розподільник

Р1 і повітря під тиском подається в камеру *a* циліндра 1. Під дією тиску в камері *a* поршень 2 зі штоком 3 і фланцем 18 рухаються праворуч до упора поршня 2 праворуч рідина із камери *b* витісняється в акумулятор Ак через дросель Др.1, яким регулюється швидкість руху праворуч. Після переміщення поршня зі столом на задану величину (до упора в гайку 6) подається напруга на електромагніт ем4, який перемикається і запирає гідравлічну камеру *b* циліндра 1, що унеможливорює рух стола. Після фіксації стола може виконуватися технологічна операція - свердління отвору в деталі в заданій позиції. Під час свердління отвору (виконанні технологічної операції) подаються керуючі імпульси на ЕКД при цьому обертається гвинт 4 і переміщує гайку в нову позицію. Після закінчення свердління отвору і відводу інструмента (свердла) подається електричний струм на магніт ем1 розподільника Р1, який перемикається а рідина поступає в камеру *a* при цьому поршень зі столом переміщуються в нову позицію. Після постановки поршня на упор в гайку 6 знову необхідно зафіксувати шток 3 зі столом. При цьому фіксація штока 3 здійснюється клемовим затискним пристроєм 22. Для цього подається напруга на ем2 розподільника Р2, від якого тиск живлення подається в камеру *d* клеми 22 стискаються і фіксують шток 3. Після цього виконується технологічна операція і під час її виконання гайка 6 переміщується в нову позицію і здійснюється переміщення стола в нову позицію і так далі.

Зворотній рух штока (стола) може здійснюватися двома способами. Перший спосіб забезпечує повернення поршня 2 (стола) у вихідне положення (до упора поршня в упор 13), при цьому подається тиск живлення у камеру *b*, а камера *a* циліндра 1 з'єднується з атмосферою. При русі поршня ліворуч швидкість руху поршня регулюється дроселем Др.2. Другий спосіб переміщення поршня 3 зі штоком 3 і столом ліворуч в задану позицію полягає в наступному. При знаходженні поршня 3 на упорі в гайку 6 камера *a* з'єднується з тиском живлення, в камеру *b* теж підводиться від акумулятора Ак через

розподільник Р4 і дросель Др.2 рідина під тиском. При цьому гайка 6 навантажується зусиллям, яке діє праворуч і весь час поршень 3 притискується до гайки 6. При однаковому тиску в камерах a і b зусилля з яким поршень 3 притискується до гайки 6 визначається по формулі

$$R = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} * P_{\text{ж}};$$

де D і d відповідно діаметр поршня 2 і штока 3; $P_{\text{ж}}$ - тиск живлення. Після подачі тиску живлення в камери a і b подаються керуючі імпульси на ЕКД, який в реверсному обертає гвинт 4 внаслідок чого гайка 6 рухається ліворуч і переміщає ліворуч поршень 3 зі штоком і столом ліворуч.

Таким чином запропонований привод поперечного переміщення стола дозволяє переміщувати стіл як праворуч, так і ліворуч на задану величину. Величина переміщення стола вліво (чи вправо) визначається по формулі

$$l = \pm \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{\text{ім}} * t_2,$$

де «+» визначає оберти електричного крокового двигуна в одному напрямку, «-» у зворотному напрямку.

Максимальна величина переміщення визначається по формулі

$$l_{\text{max}} = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{\text{ім,max}} * t_2,$$

Число позицій стола

$$N_c n_{\text{ім,max}}.$$

Дискретність приводу

$$\Delta l_0 = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{\text{ім}} * t_2,$$

Де $n_{\text{ім}}$ - дорівнює одному імпульсу; t_2 - крок гвинта.

Найбільше число імпульсів, що може бути подане на ЕКД визначається по залежності

$$n_{im,max} = \frac{l_{max} * 360^0}{\varphi_0 * t_2}.$$

Висновки.

Запропонований пневмогідравлічний привод поперечного переміщення стола простий конструктивно, забезпечує високу швидкодію і точне позиціонування стола в великому діапазоні із малою дискретністю 0,01мм і менше.

6. ПРИВОД ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ СТОЛА

На рис. 6.1 показана конструкція привода поперечного переміщення стола вертикально-свердлильного верстата.

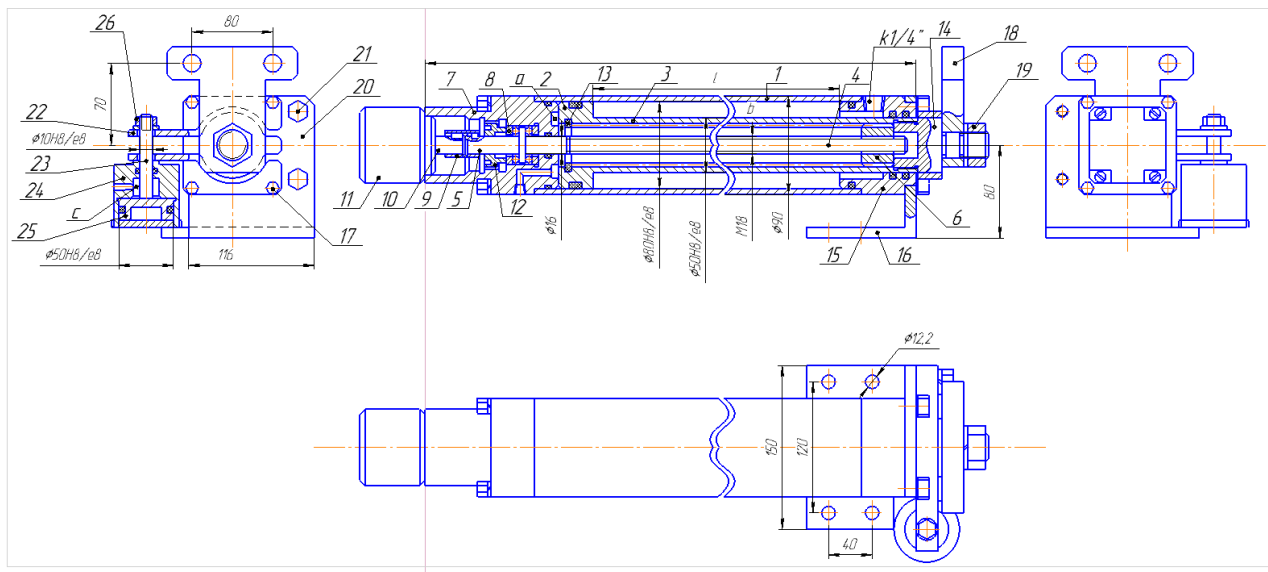


Рис. 6.1 Привод поперечного переміщення стола вертикально-свердлильного стола.

Привод поперечного переміщення стола містить циліндр 1, з розміщеними в ньому поршня 2 зі штоком 3. В штоку 3 концентрично розміщений гвинт 4 з циліндричним хвостовиком 5. На гвинт 4 нагвинчена гайка 6, на зовнішній циліндричній поверхні якої виконані поздовжні шліци, які спряжені рухомо з поздовжніми шліцями виконаними на внутрішній поверхні циліндричної розточки штока 3. Хвостовик 5 гвинта 4 розміщений в кришці 7 на

упорному підшипнику 8. Хвостовик 5 муфтою (втулкою) 9 сполучений з вихідним валом 10 електричного крокового двигуна 11. Підшипник 8 кріпиться в кришці 7 гайкою 12. Осьове переміщення гайки 6 ліворуч обмежує упор (кільце) 13, а праворуч упор 14, який вгвинчений в шток 3. До переднього кінця циліндра 1 прикріплена кришка 15 з кронштейном 16 гвинтами 17. На упорі 14 закріплений фланець 18 гайкою 19. Фланець 18 кріпиться до стола (стіл на рисунку не показаний), а кронштейн 16 кріпиться до станини верстата. На кронштейні 16 закріплений клемовий захват 20 гвинтами 21. В клемі 22 захвата 20 виконані отвори, в яких розміщений шток 23 затискного циліндра 24. В циліндрі 24 розміщений поршень 25, який утворює герметичну камеру *c*. Шток 23 циліндра 24 прикріплений до клеми 22 гайкою 26.

Принцип дії приводу поперечного переміщення стола свердлильного верстата заключається в то, що у початковому положенні камери *a* і *b* циліндра 1 і камери *c* циліндра 24 з'єднані з атмосферою (зливом). Вихідний шток 3 з поршнем 2 знаходяться в крайньому лівому положенні (за кресленням), а гайка 6 знаходиться в крайньому правому положенні біля упора 14. Обмотки електричного крокового двигуна 11 знеструмлені. Для переміщення вихідного штока 3 (стола) в задану позицію спочатку подається тиск живлення в камеру *b* після цього подаються керуючі імпульси напруги на обмотки електричного крокового двигуна 11. При цьому вихідний вал 10 двигуна 11 обертає гвинт 4 внаслідок чого гайка 6 переміщується ліворуч вздовж осі гвинта 4 на величину

$$l_{\Gamma} = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{\text{ім}} * t_2,$$

Де φ_0 - дискретність (мінімальний кут) електричного крокового двигуна; $n_{\text{ім}}$ - число опрацьованих імпульсів; t_2 - крок гвинта 4.

Після переміщення гайки 6 на величину l_{Γ} камера *b* з'єднується з атмосферою (зливом) а в камеру *a* подається тиск живлення. Під дією перепаду тисків поршень 2 зі штоком 3 переміщуються праворуч в задану позицію до упора в

гайку 6. Для наступного переміщення штока 3 праворуч в задану позицію необхідно подати тиск живлення до камери *c* циліндра 24. При поршень 25 зі штоком 23 циліндра 24 рухаються вниз (за кресленням), а циліндр 24 вгору внаслідок чого клемовий захват 20 стискає шток 3. Після фіксації (затиску) штока 3 камери *a* і *b* з'єднуються з атмосферою і подаються керуючі імпульси на двигун 11. Внаслідок обертання гвинта 4 гайка 6 переміщується праворуч в нову задану позицію. Після переміщення гайки 6 в задану позицію камера *c* циліндра 24 з'єднується з атмосферою (зливом) при цьому розтискається шток 3 і подається тиск живлення в камеру *a* циліндра 1. Під дією тиску живлення в камері *a* шток 3 переміщується праворуч на задану величину до упора в гайку 6. Зворотний рух штока 3 здійснюється при з'єднанні камер *a* і *b* з атмосферою і обертанні гвинта 4 в реверсному режимі крокового двигуна 11. При цьому гайка 6 упирається в кільце (упор) 13 і переміщує поршень 2 зі штоком 3 ліворуч на величину

$$l_{\text{л}} = \frac{\varphi_0}{360^\circ} * n_{\text{ім,р}} * t_2,$$

де $n_{\text{ім,р}}$ - число імпульсів. Які подаються на електричний кроковий двигун в реверсному режимі. Зворотній рух штока 3 у вихідне крайнє ліве положення здійснюється при подачі тиску живлення в камеру *a* і з'єднанні камери *b* з атмосферою (зливом).

Таким чином запропонований привод поперечного переміщення стола верстата (або руки робота) забезпечує точне позиціонування штока (стола) з дискретністю

$$\Delta l_0 = \frac{\varphi_0}{360^\circ} * t_2 \text{ в діапазоні } l,$$

де l - максимальна величина переміщення поршня 2 зі штоком 3.

7. ПОПЕРЕЧНИЙ СТІЛ

Поперечний стіл, який показаний на рис.7.1. призначений для переміщення деталі по координаті у.

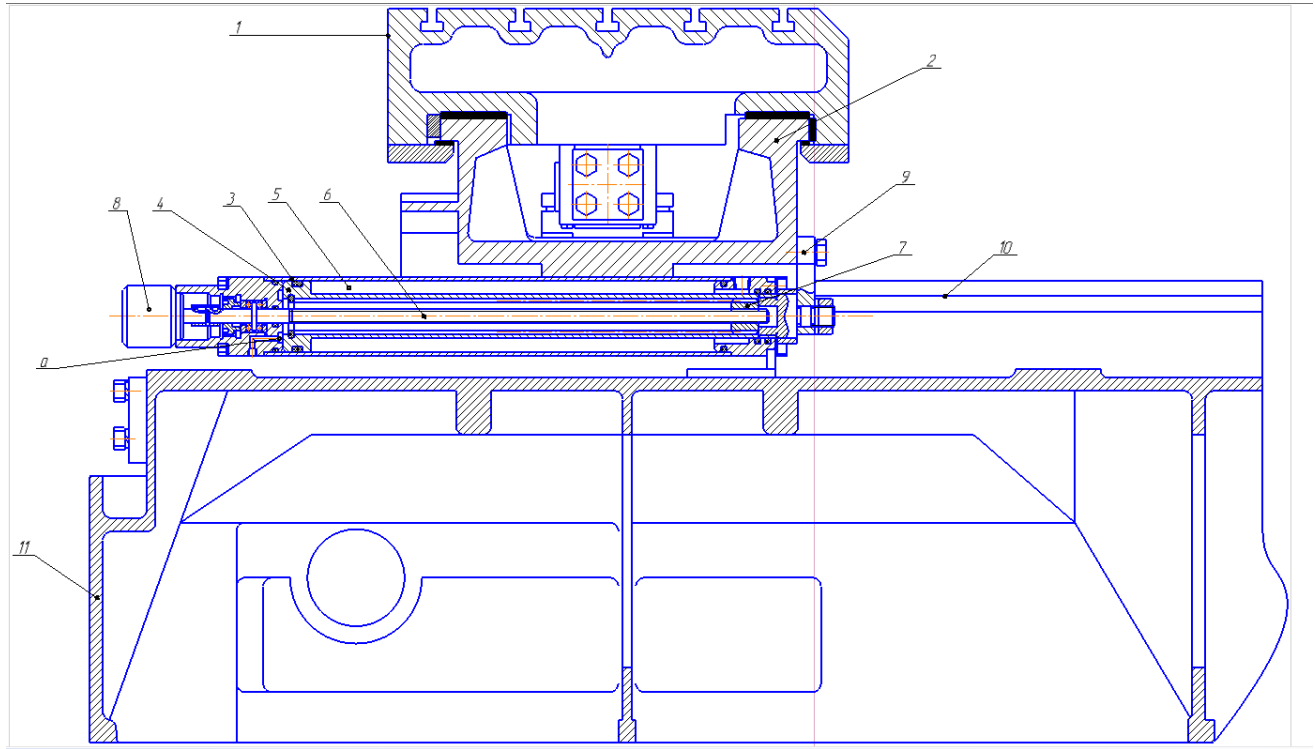


Рис.7.1. Поперечний стіл

Структура поперечного стола містить поздовжній стіл 1, поперечний стіл 2, виконавчий циліндр 3, який складається з поршня 4, штока 5, гвинта 6, гайки 7, ЕКД 8. Шток 5 виконавчого циліндра через тягу 9 з'єднаний зі столом 2. Стіл 2 встановлений на напрямних 10 станини.

Принцип дії приводу поперечного переміщення стола полягає в наступному. При подачі керуючих сигналів на ЕКД 8 гвинт 6 обертається і переміщує в осьовому напрямку на величину

$$l = \frac{\varphi_0}{360^\circ} * n_{im} * t_2,$$

де φ_0 - дискретність (мінімальний кут) ЕКД 8; n_{im} - число опрацьованих імпульсів ЕКД 8; t_2 - крок гвинта 6. Після цього здійснюється гідравлічна або механічна фіксація стола. Після фіксації стола здійснюється обробка отвору в

деталі, яка кріпиться на столі. Під час обробки деталі гайка переміщується в наступну позицію. Для цього на ЕКД подається відповідна кількість імпульсів і гайка 7 переміщується в нову задану позицію. Після цього подається тиск живлення в камеру *a* циліндра 5 і стіл переміщується в нову позицію і відбувається гідравлічна або механічна фіксація стола. Після фіксації виконується чергова обробка отвору.

Дискретність приводу поперечного переміщення стола

$$\Delta l = 0.02 \text{ мм.}$$

Максимальна величина переміщення стола $l_{max} = 300 \text{ мм.}$

Число позицій поперечного стола

$$N_{\text{поз}} = \frac{300}{0.02} = 15000 \text{ (позицій).}$$

8. КРОКОВИЙ ПРИВОД ОСЬОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ

Кроковий привод осьового переміщення мотор-шпинделя призначений для дискретного переміщення шпинделя свердлильного верстата.

На рис. 8.1 показана конструкція приводу осьового переміщення мотор-шпинделя.

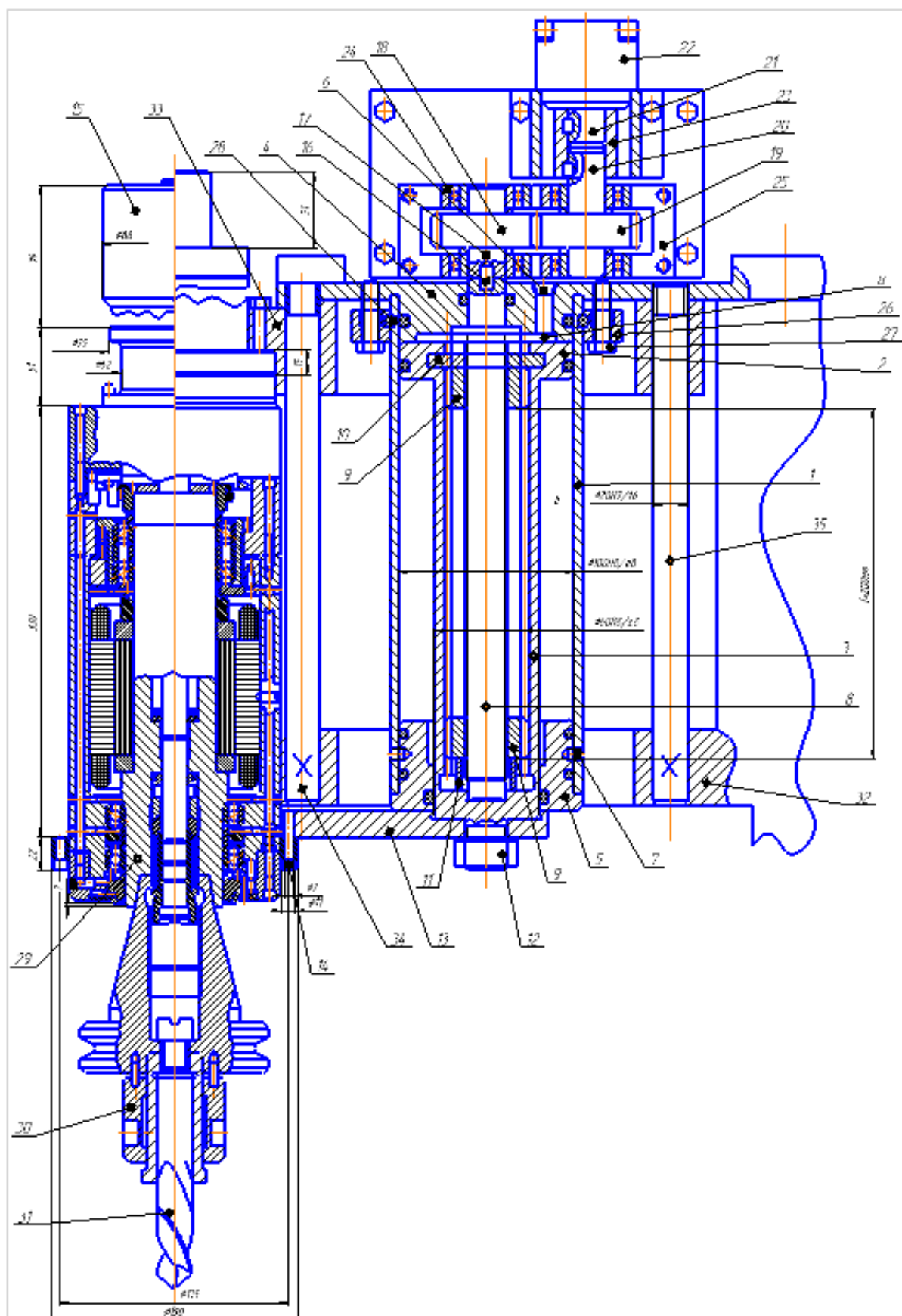


Рис.8.1. Кроковий привод осьового переміщення шпинделя

Кроковий привод осьового переміщення мотор-шпинделя складається з циліндра 1, в якому розміщений з утворенням поршневої *a* і штокової камери *b* поршень 2 зі штоком 3. До циліндра 1 прикріплені торцеві кришки 4 і 5, в яких подвійні канали 6 і 7 з різьбою 3/8". В кришці 4 закріплений гвинт 8, на який нагвинчена гайка 9 з поздовжніми шліцями, які спряжені рухомо в осьовому напрямку зі шліцями, виконаними на внутрішній поверхні штока 3. В штоці 3 розміщені упори 10 і 11, які обмежують переміщення в осьовому напрямку гайки 9. До штока 3 гайкою 12 прикріплено водило 13, яке прикріплене до фланця 14 мотор-шпинделя 15. Хвостовик гвинта 8 шпонкою 16 з'єднаний з валом 17 шестерні 18, яка зчіплюється шестернею 19. Вал 20 шестерні 19 шпоночним з'єднанням з'єднаний з вихідним валом 21 електричного крокового двигуна (ЕКД) 22. Вали шестерень 18 і 19 встановлені на підшипниках кочення 24 в корпусі редуктора 25. Циліндр 1 кріпиться до кришки 4 фланцем 26 з гвинтами 27 і на півкільцях 28. В шпинделі 29 мотор-шпинделя 15 закріплений затискний патрон 30 зі свердлом 31. Кришка 4 прикріплена до стійки 32. До корпуса мотор-шпинделя прикріплена плита 33, в якій виконані отвори і в яких розміщені циліндричні напрямні 34 і 35.

Принцип дії крокового приводу осьового переміщення мотор-шпинделя полягає в наступному.

У вихідному положенні обмотки мотор шпинделя 15 і ЕКД 22 знеструмлені. Гайка 9 знаходиться у верхньому (за кресленням) положенні і упирається у на півкільця 10, а до камери *b* підведений тиск живлення, при цьому поршень 2 зі штоком 3 і мотор-шпинделем 15 займають теж верхнє положення. Для переміщення мотор-шпинделя 15 зі свердлом 31 на задану величину вниз необхідно на ЕКД 22 подати керуючі імпульси струму (напруги). При цьому вихідний вал 21 ЕКД 22 обертається і обертає гвинт 8. Внаслідок обертання гвинта 8 гайка 9 переміщується вниз. Величина переміщення гайки 9 визначається по залежності

$$l_n = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{im} * t_2 * k,$$

де φ_0 - мінімальний кут повороту вихідного вала (дискретність) ЕКД 22; n_{im} - число опрацьованих імпульсів ЕКД 22; t_2 - крок гвинта 9; k - кількість заходів різьби гвинта 9.

Так, наприклад, при подачі на ЕКД 22 5000 імпульсів і при $\varphi_0 = 1,8^0$, $t_2 = 4\text{мм}$ і $k = 1$ величина переміщення гайки 9 вниз буде дорівнювати

$$l_n = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{im} * t_2 * k = \frac{1,8^0}{360^0} * 5000 * 4 * 1 = 100(\text{мм}).$$

Після переміщення гайки 9 на задану величину (100мм) вниз по гвинту 8 подається тиск живлення в камеру a циліндра 1, а камера b з'єднується зі зливом. При цьому поршень 2 зі штоком 3 і приєднаним до нього мотор шпинделем зі свердлом переміщується вниз на величину 100мм. Після обробки отвору в заданій позиції тиск живлення подається в камеру b , а камера a циліндра 1 з'єднується зі зливом. Через тиск в камері b поршень 2 та шток 3 і мотором-шпинделем 15 зі свердлом 31 переміщуються у вихідне верхнє положення. Після цього подаються керуючі імпульси на ЕКД 22, його вихідний вал 21 обертається і через зачеплені шестерні 19 і 18 оберти передаються на гвинт 8. Внаслідок обертання гвинта 8 гайка 9 переміщується вниз по гвинту 8. Величина переміщення гайки вниз визначається по залежності

$$l_n = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{im} * \frac{z_1}{z_2} * t_2 * k,$$

де z_1 і z_2 - числа зубців шестерень 18 і 19. Так при значеннях параметрів: $\varphi_0 = 1,8^0$; $n_{im} = 8000$; $z_1 = z_2$; $t_2 = 4\text{мм}$; і $k = 1$ переміщення гайки 9 дорівнює

$$l_n = \frac{\varphi_0}{360^0} * n_{im} * \frac{z_1}{z_2} * t_2 * k = \frac{1,8^0}{360^0} * 8000 * 4 * 1 = 160(\text{мм}).$$

Аналогічно переміщення мотор-шпинделя зі свердлом здійснюється і в інші задані позиції.

При відсутності тисків в камерах a і b циліндра 1 переміщення мотор-шпинделя верх може здійснюватися за рахунок реверса ЕКД 22. При цьому гайка 9 переміщується по гвинту 8 в верх і переміщує поршень 2 зі штоком 3 і мотор-шпиндель 15 зі свердлом 31 в верх. Величина в верх при цьому визначається числом опрацьованих імпульсів у реверсному режимі роботи ЕКД.

При відсутності тиску в камерах a і b в циліндрі 1 вниз мотор шпиндель зі свердлом 31 опускається при обертанні гайки і обертанні гвинта від ЕКД в реверсному режимі під дією ваги мотор-шпинделя зі свердлом і поршня зі штоком.

Таким чином, запропонований привод осьового переміщення мотор-шпинделя забезпечує переміщення на задану величину як в верх, так і вниз. При цьому переміщення мотор-шпинделя на задану величину може здійснюватися як за рахунок тиску живлення, що підводиться до робочих камер a і b циліндра 1, так і при відсутності робочого тиску в робочих камерах a і b . В цьому випадку достатньо тільки забезпечити оберти гвинту 8.

Схема крокового приводу осьового переміщення і подачі шпинделя
рис.8.2.

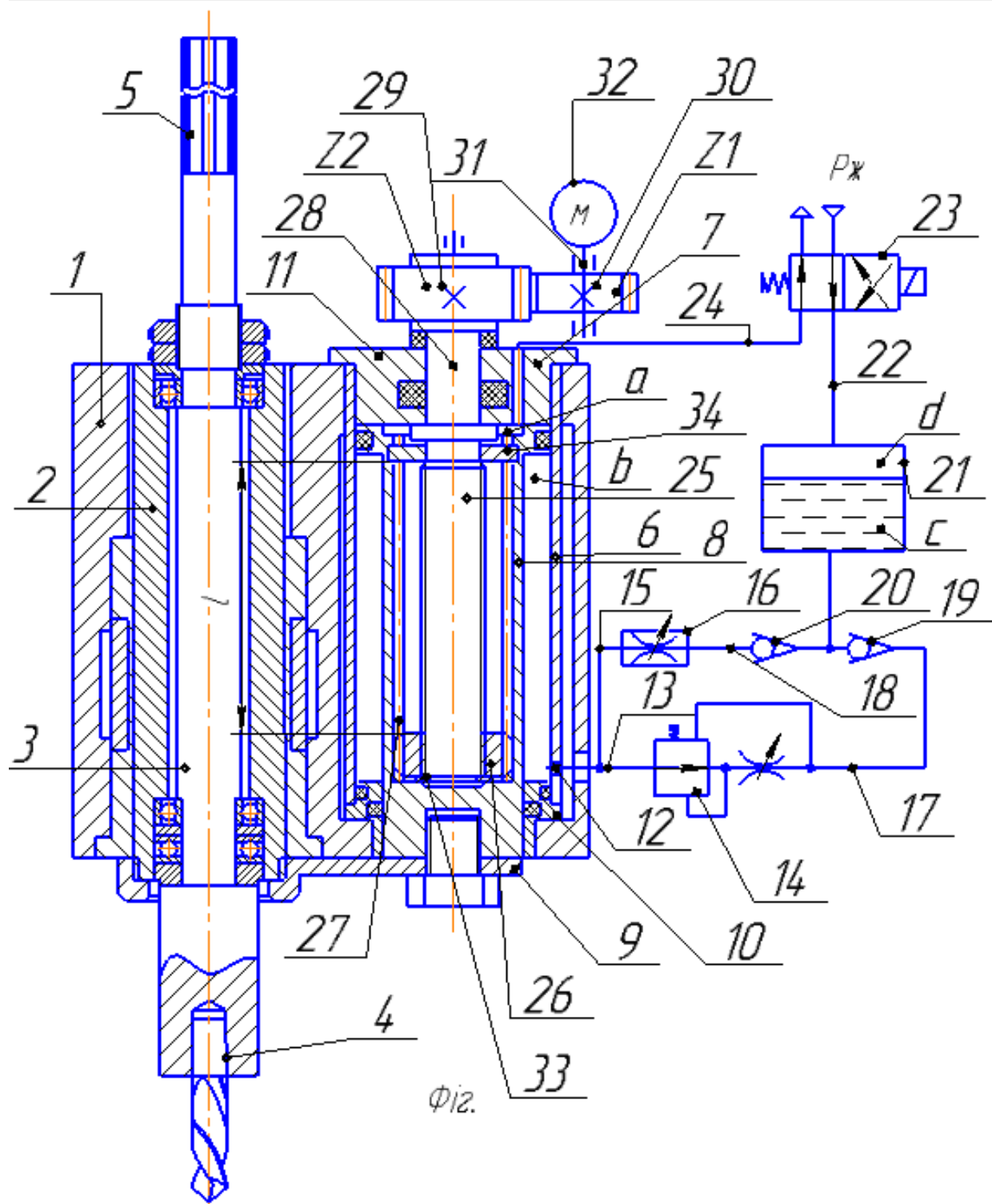
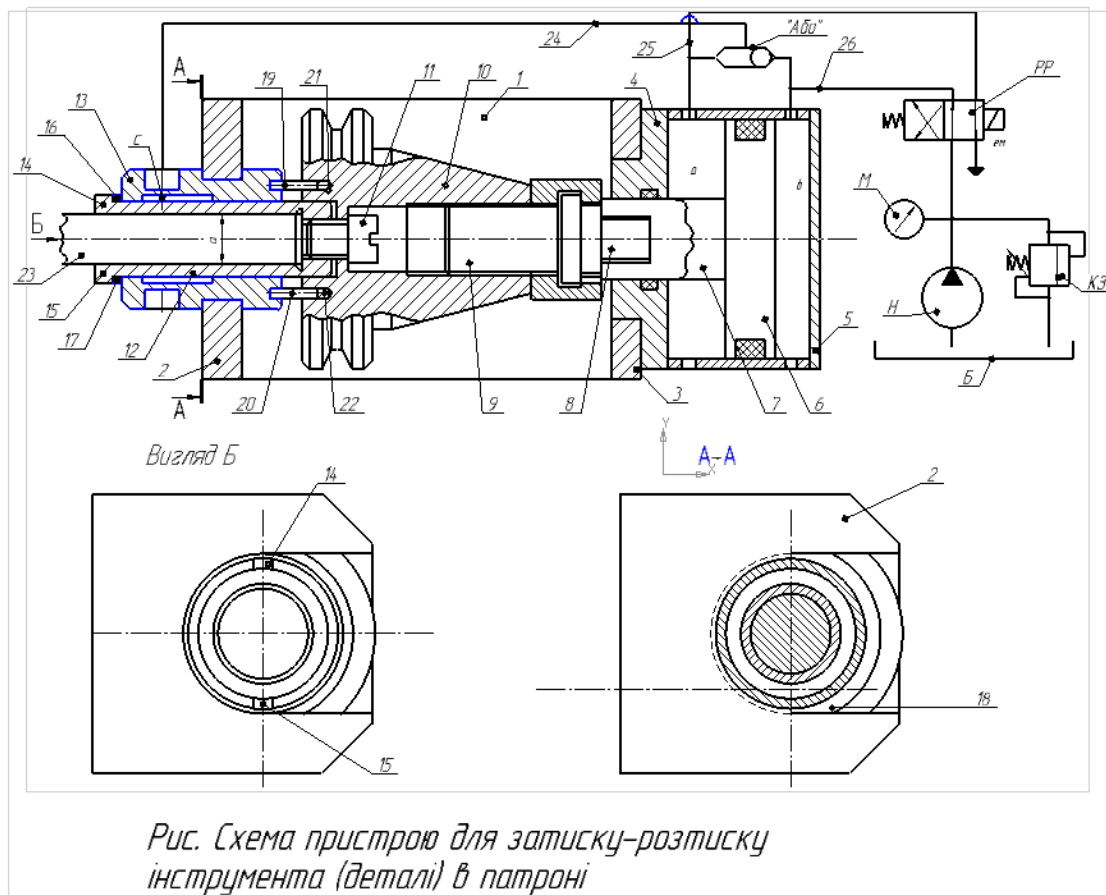


Рис.8.2 Схема Схема крокового привоу осьового переміщення і подачі шпинделя

9. СХЕМА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАТИСКУ - РОЗТИСКУ ІНСТРУМЕНТА (ДЕТАЛІ) У ПАТРОНІ

На рис. 9.1 приведена схема пристрою для затиску - розтиску інструмента (деталі) в патроні.



Пристрій для затиску – розтиску інструмента в патроні містить корпус, який виконано у вигляді швелера 1 з передньою полкою 2 і задньою полкою 3, до якої прикріплена передня кришка 4 циліндра 5. В циліндрі 5 розміщений з утворенням робочих порожнин *a* і *b* поршень 6 зі штоком 7. Шток 7 через гвинти 8 і 9 (бойонет) з'єднаний з хвостовиком патрона 10. В хвостовику 10 гвинтом 11 закріплена тонкостінна затискна само гальмуюча втулка 12, яка спряжена по конічній поверхні з рухомою втулкою 13. На передньому торці затискної втулки розміщені рівномірно по колу буртики (на рис. показано два)

14 і 15 (див. Б і А-А), які входять рухомо в пази 16 і 17. Рухома втулка 13 закріплена в пазу 18 полки 2. В рухомій втулці закріплені штифти 19 і 20, які рухомо входять в отвори 21 і 22 хвостовика 10. В циліндричний отвір затискної втулки 12 вставлений хвостовик інструмента 23. Кільцева порожнина *c* каналом 24 з'єднана з вихідним каналом клапана «Або», вхідні канали якого 25 і 26 з'єднані відповідно з порожнинами *a* і *b* циліндра 5.

Затискний патрон працює наступним чином. У вихідному положенні порожнини *a* і *b* і *c* з'єднані з атмосферою (зливом). Затискна втулка 12 гвинтом 11 прикріплена до хвостовика 10. Рухома втулка 13 по конічній поверхні спряжена з затискною втулкою 12. При цьому штифти 19 і 20 входять в отвори 21 і 22 хвостовика 10, а буртики 14 і 15 втулки 12 входять в пази 16 і 17 рухомої втулки 13. Втулка 13 закріплена в пазу 18 полки 2. Головка гвинта 4 розміщена в пазу гвинта 9. Вихідний канал клапана «Або» каналом 24 з'єднаний з кільцевою порожниною *c*.

При подачі тиску живлення в порожнину *a* і з'єднанні порожнини *b* з атмосферою (зливом) одночасно тиск живлення поступає і в кільцеву порожнину *c* рухома втулка 13 відтісняється від втулки 12, а втулка 12 під дією тиску в порожнині *a* циліндра 5 рухається праворуч (за кресленням) відносно втулки 13 і стискує за рахунок її радіальної деформації хвостовик (заготовку) інструмента 23. Після затиску інструмента порожнина *a* з'єднується з атмосферою внаслідок чого і порожнина *c* теж з'єднується з атмосферою.

При цьому тонкостінна затискна втулка 12 додатково навантажується радіальним зусиллям від рухомої втулки 13. Додаткове радіальне навантаження тонкостінної затискної втулки обумовлює додатковий затиск інструмента (заготовки). Розтиск патрона здійснюється аналогічно. При цьому тиск живлення подається одночасно у порожнини *c* і *b*. Під дією тиску в порожнині *c* втулка 13 відтісняється від втулки 12, а під дією в порожнині *b* втулка 12

рухається ліворуч (за кресленням) відносно втулки 13 при цьому відбувається роз тиск патрона.

Тиск живлення до каналів 25 і 26 клапана «Або» підводиться від двопозиційного чотирилінійного розподільника РР з одностороннім електричним керуванням. До вхідного каналу РР тиск живлення підводиться від насоса Н, налаштовується система на заданий тиск за допомогою запобіжного клапана КЗ по манометру М.

Таким чином, завдяки розміщенню буртиків (шпонок) на передньому торці затискної втулки, які входять в пази рухомої втулки збільшується передача крутного моменту від хвостовика до затискної втулки. Окреме виготовлення затискної втулки і хвостовика спрощує як технологію обробки, так і конструкцію патрону. При цьому вихід з ладу однієї деталі не веде до браку іншої. Одночасне підвищення тиску в робочій порожнині циліндра і в кільцевій порожнині спрощує процес затиску і розтиску патрона. Зусилля затиску – розтиску визначається при заданому тиску живлення ефективному площами поршня циліндра, який не входить в структуру патрона, що дозволяє мінімізувати радіальні розміри патрона, а значить і зменшити відцентрові сили під час роботи при обертах до 60 тис. за хвилину і більше.

10. КОНСТРУКЦІЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАТИСКУ - РОЗТИСКУ ІНСТРУМЕНТА (ДЕТАЛІ) У ПАТРОНІ

На рис.10.1 показана конструкція пристрою для затиску – розтиску інструмента (деталі) в патроні.

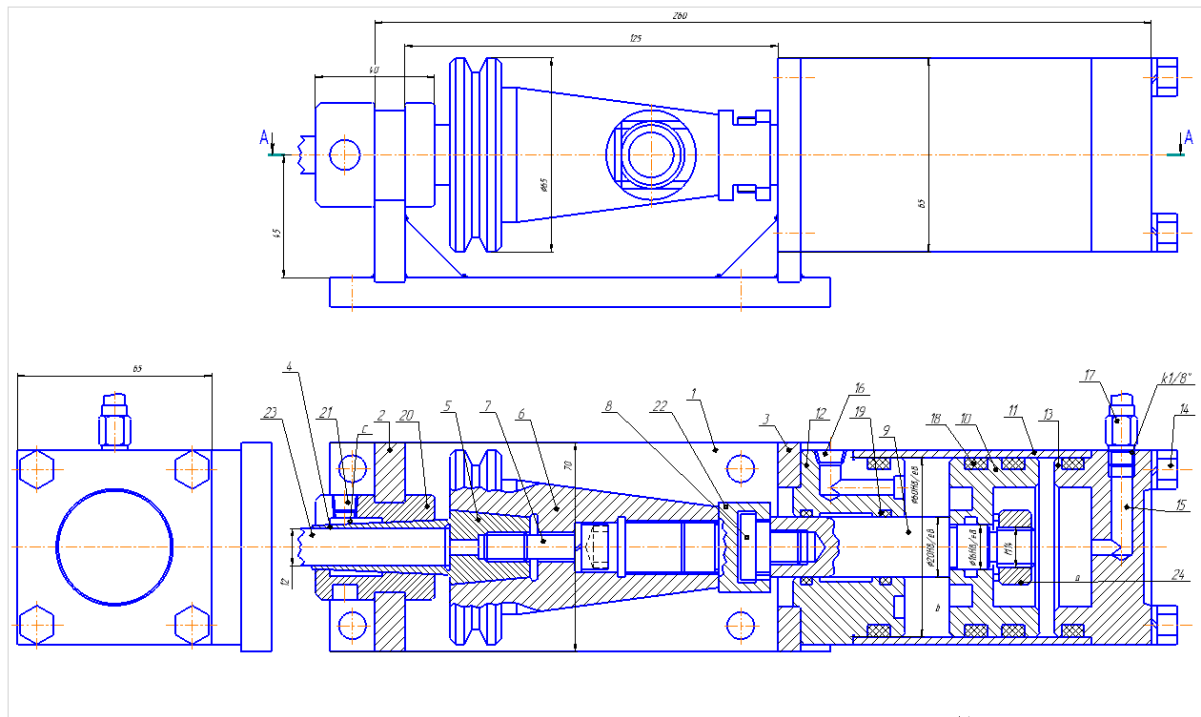


Рис. 10.1 Пристрій для затиску – розтиску інструмента (деталі) в патроні.

Пристрій для затиску – розтиску інструмента в патроні складається із плити 1, до якої прикріплені (приварені) пластини 2 і 3. В пазу пластини 2 закріплений патрон, який складається з затискної пружної тонкостінної втулки (цанги) 4 з конусом 5, який спряжений з конічною поверхнею хвостовика 6. Конус 5 тонкостінної втулки (цанги) 4 кріпиться гвинтом 7 до хвостовика 6. В торець хвостовика 6 вгвинчений гвинт бойонета 22, який кінематично сполучений з гвинтом 8. Гвинт 8 вгвинчений в шток 9, поршень 10 якого розміщений в циліндрі 11. Кришки 12 і 13 циліндра 11 утворюють герметичні камери *a* і *b*. циліндр 11 кріпиться до пластини 3 гвинтами 14. Тиск живлення до камер *a* і *b* підводиться відповідно по каналам 15 і 16, в які вгвинчені штуцера 17 з різьбою 1/8". Герметизація робочих камер *a* і *b* забезпечується гумовими ущільненнями 18 і 19. З конічною тонкостінною пружинною затискною втулкою 4 рухомо в осьовому напрямку спряжена втулка 20, в якій виконана кільцева камера *c* і канал підводу тиску живлення 21.

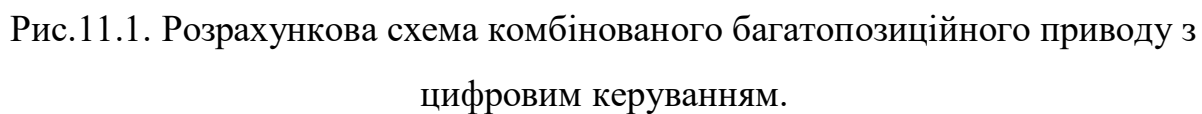
Принцип дії пристрою полягає в наступному. У вихідному положенні рухома втулка 20 з незначним натягом надіта на затискну тонкостінну втулку 4, конус 5 якої розміщений в конічному отворі хвостовика 6 і закріплений гвинтом 7. В торець хвостовика 6 вгвинчений гвинт байонета 22. Циліндр 11 гвинтами 14 прикріплений до пластини 3. В шток 9 вгвинчений гвинт 8 байонета 22. Після такого попереднього складання рухома втулка 20 розміщується в пазу пластини 2, а байонет 22 кінематично з'єднується з гвинтом 8. Після цього тиск живлення подається до камери *a* циліндра 1, а камера *b* з'єднується з атмосферою. При цьому поршень 10 зі штоком 19 і тонкостінною втулкою (цангою) 4 рухаються ліворуч (за кресленням) відносно втулки 20. При переміщенні втулки 4 відносно втулки 20 відбувається її радіальна деформація, що призводить до радіального затиску хвостовика і інструмента 23. Зусилля затиску інструмента 23 визначається величиною тиску живлення, що підводиться до камери *a* циліндра 11. Після здійснення затиску інструмента (деталі) патрон вилучається з пристрою, вигвинчується байонет з хвостовика 10 і кріпиться до шпинделя. Роз тиск відбувається аналогічно: патрон встановлюється в пристрій, подається тиск живлення в камеру *b*, при цьому поршень 10 зі штоком 9 і втулкою 4 рухаються праворуч відносно втулки 20. При цьому зменшується радіальне зусилля, що діє на хвостовик інструмента 23.

При одночасній подачі тиску живлення в камеру *a* циліндра 11 і камеру *c* втулка 20 відтискається від втулки 4, що полегшує натяг втулки 20 на втулку 4. При подачі тиску живлення в камеру *b* і камеру *c* теж втулка 20 відтискується від втулки 4, що полегшує роз тиск інструмента.

Таким чином, запропонований пристрій дає можливість здійснювати затиск – роз тиск з регулюванням зусилля як затиску так і розтиску.

Детально процес затиску – розтиску розглянуто при описі принципової схеми затискного патрона.

11.1 РОЗРАХУНОК БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ.



1. По заданій дискретності X_0 визначаємо переміщення жорстких центрів мембранного привода

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1},$$

де i – порядковий номер мембрани; X_0 -мінімальна величини переміщення мембрани молодшого розряду.

2. По заданій кількості розрядних мембран N_m визначаємо хода i -тих мембран

$$\begin{aligned} X_1 &= X_0 \cdot 2^{1-1} = X_0; \\ X_2 &= X_0 \cdot 2^{2-1} = X_0 \cdot 2^{2-1} = 2X_0; \\ X_3 &= X_0 \cdot 2^{3-1} = 4X_0. \end{aligned}$$

3. Переміщення поршня 5

$$X_4 = X_0 \cdot 2^{4-1} = 8X_0.$$

4. Переміщення поршня 6 з вихідним штоком 7 виконавчого циліндра 1 визначається при подачі тиску живлення в розрядні камери e, m і n гідравлічних дозаторів визначається по залежності

$$X_5 = \frac{4V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2} \cdot 2^{i-1} = \frac{D_{\text{д}}^2}{D_{\text{ц}}^2} \cdot y_0 \cdot 2^{i-1},$$

Де $D_{\text{д}}$ -діаметр поршня дозатора; $D_{\text{ц}}$ -діаметр поршня циліндра 1; y_0 -переміщення поршня молодшого розряду дозатора 8.

При $D_{\text{д}}=D_{\text{ц}}$ і $y_0 = X_0$;

$$\begin{aligned} X_5 &= X_0 \cdot 2^{5-1} = X_0 \cdot 2^{5-1} = 16X_0; \\ X_6 &= X_0 \cdot 2^{6-1} = 32X_0; \\ X_7 &= X_0 \cdot 2^{7-1} = 64X_0; \\ X_8 &= X_0 \cdot 2^{8-1} = 128X_0; \end{aligned}$$

5. Визначаємо статичні зусилля цифрового приводу

$$P_{\text{ст}} = \frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d^2)}{4} \cdot P_{\text{ж}} - 2F_{\text{тер},n} - F_{\text{тер},ш},$$

Де $F_{\text{тер},n} = \pi \cdot D_{\text{ц}} \cdot B \cdot \mu \cdot P_{\text{к}} \cdot Z$; B -ширина контакту ущільнення поршня з циліндром; μ -коефіцієнт тертя ущільнення; $P_{\text{к}}$ -контактний тиск ущільнення на циліндр; Z - число ущільнень.

6. Найбільше статичне зусилля приводу буде при подачі тиску живлення в камеру d .

$$P_{\text{ст},\text{max}} = \frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d^2)}{4} \cdot P_{\text{ж}} - F_{\text{тер},n} - F_{\text{тер},ш}.$$

7. Для малих прогибів мембран зусилля визначається по залежності

$$P_{m,m} = \frac{\pi}{12} (D_m^2 + D_m + d_m^2) \cdot P_{ж} - \frac{\pi(D_y^2 - d^2)}{4} \cdot P_{ж},$$

де D_m - діаметр зацімлення мембрани; d_m - діаметр жорсткого центра.

8. Для значних прогибів мембрани зусилля визначається по залежності

$$P_{m,3} = \frac{\pi}{12} \left(D_m^2 + D_m \cdot d_m + d_m^2 - \frac{\sum_{i=1}^n x_{0,i} (n+1-i) (D_m^2 - D_m \cdot d_m)}{\sqrt{5x_{max}^2 - 5(\sum_{i=1}^n x_i)^2}} \cdot \sqrt{4 + 7\rho_{\Gamma} + 4 \cdot \rho_{\Gamma}^2} \right) \cdot P_{ж} - \frac{\pi(D_y^2 - d^2)}{4} \cdot P_{ж}.$$

9. Максимальна деформація мембрани 4.

$$X_{max} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \sqrt{5(1 + \rho_{\Gamma} + \rho_{\Gamma}^2) + (1 - \rho_{\Gamma}^2)(n+1-i)^2(4 + 7\rho_{\Gamma} + 4 \cdot \rho_{\Gamma}^2)}}{\sqrt{5(1 + \rho_{\Gamma} + \rho_{\Gamma}^2)}}$$

Розглянемо роботу комбінованого багатопозиційного приводу з цифровим керуванням при одночасному опрацюванні комбінацій керуючих сигналів як мембранним цифровим двигуном , так і об'ємними гідравлічними дозаторами.

Аналітично величини переміщення вихідного штока 7 при одночасному опрацюванні керуючих сигналів мембранним цифровим двигуном і гідравлічними дозаторами визначається по залежності

$$X_{ш} = X_0 \sum_{i=1}^{n_m} b_i \cdot 2^{i-1} + y_0 \sum_{k=1}^{n_{\Gamma}} b_k \cdot 2^{k-1},$$

де b_i - цифра, яка дорівнює – «1» при подачі живлення в i -ту камеру мембранного цифрового двигуна і значення - «0», якщо i -та камера з'єднується з атмосферою; b_k - цифра, яка дорівнює – «1», коли тиск живлення підводиться до k -ої камери гідравлічного дозатора і значення «0», коли k -та камера з'єднується з атмосферою; n_m - число розрядних мембран; n_{Γ} - число розрядних х гідравлічного дозатора; i - порядковий номер гідравлічного дозатора; X_0 -

дискретність мембранного цифрового двигуна; y_0 -дискретність гідравлічного цифрового двигуна.

При виконанні умови $y_0 = X_0$ величина переміщення вихідного штока 7 при опрацюванні кодових комбінацій як мембранним, так і гідравлічним цифровим двигуном визначається по залежності

$$X_{ш} = X_0 \sum_{i=1}^{n_d} b_i \cdot 2^{i-1},$$

де n_d - загальна кількість розрядів комбінованого цифрового приводу.

Число позицій вихідного штока 7 визначається по формулі

$$N_{ш} = 2^{n_d} = 2^8 = 256 \text{ (позицій)}$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 7 $X_{ш,max} = X_0(N_{ш} - 1) = X_0(2^{n_d} - 1) = X_0(2^8 - 1) = 255X_0$.

При збільшенні числа розрядів на одиницю, число позицій вихідного штока збільшується вдвічі, тобто

$$N_{ш} = 2^{n_d+1} = 2^9 = 512 \text{ (позицій)}$$

Величина переміщення змінюється на величину додаткового розряду, тобто

$$X_{ш,max} = X_0(2^{n_d} - 1) + X_d,$$

X_d - переміщення додаткового розрядного поршня чи мембрани.

Розрахунок гальмівного шляху комбінованого багатопозиційного приводу з цифровим керуванням.

Вихідні дані для розрахунку:

Дискретність- X_0 ; число розрядів- n ; число розрядів дешифратора- N_d ; l_1 -крок розміщення нормально замкнених контактів герконів;

l_2 - довжина магніту.

1. Оскільки кількість розрядів дешифратора не дорівнює кількості розрядів приводу, то при опрацюванні чотирьох молодших розрядів переміщення вихідного штока 7 відбувається на гальмівній швидкості .

При цьому величина переміщення дорівнює

$$X_M = X_0 + 2X_0 + 4X_0 + 8X_0$$

2. Для забезпечення гальмівного руху а участку X_M необхідно щоб довжина магніту визначалась по залежності

$$l_\Gamma = l_1 + 2X_M,$$

де l_1 - крок розміщення герконів.

3. Максимальний гальмівний шлях вихідного штока 7

$$X_{\Gamma, max} = l_2 = l_1 + 2X_M$$

4. Витрату рідини через дросель визначаємо по формулі

$$Q = 1.9 \cdot f_d \sqrt{\Delta P}; f_d (\text{мм}^2); Q (\text{л/хв}); \Delta P (\text{МПа}), (1)$$

де f_d - ефективна площа перерізу дроселя.

5. З іншої сторони витрата рідини визначається по формулі

$$Q = F_n \cdot \vartheta_{max} \quad (2)$$

6. Вирішивши сумісно рівняння (1) і (2) отримуємо

$$1.9 \cdot f_d \sqrt{\Delta P} = F_n \cdot \vartheta_{max}, \text{ звідси}$$

$$\Delta P = \frac{F_n^2 \cdot \vartheta_{max}^2}{1.9^2 \cdot f_d^2}.$$

11.2 РОЗРАХУНОК ЗАТИСКНОЇ ВТУЛКИ

З розвитком технологічних можливостей металорізальних верстатів виникла потреба в створенні малогабаритних, конструктивно простих а головне надійних затискних патронів для високошвидкісної обробки матеріалів на свердлувальних та фрезерувальних верстатах. Поява високошвидкісних мотор-шпинделів зумовила розробку високошвидкісних затискних патронів, так як традиційні великогабаритні патрони, що потребують постійного підводу тиску живлення – не забезпечують достатньої притискної сили і як наслідок є ненадійними.

В роботі розглядаються сучасні безкамерні затискні патрони, що мають незначні габаритні радіальні розміри, мають можливість регулювання зусилля затиску-розтиску хвостовика і інструмента. Наведені аналітичні залежності

розрахунку напружень в тонкому перерізі затискної тонкостінної втулки, також врахувані зусилля, які діють на неї під час затиску-розтиску а також при обробці деталей. Запропоновані способи запобігання сповзанню рухомої втулки і унеможливлення її руйнування від сил та моментів, які виникають в процесі різання.

Сучасні прогресивні технології обробки матеріалів різанням можна описати як суцільне підвищення кількості обертів за хвилину шпинделя. При цьому зарубіжні і вітчизняні використовують високо обертові мотор-шпинделі, що мають 60 та навіть більше тисяч обертів за хвилину. Через це ростуть відцентрові сили, що є пропорційними квадрату швидкості обертання і величині радіуса розміщення елементів патрона [7,8].

$$P_v = m * \left(\frac{\pi * n}{30} \right)^2 * R,$$

де m - вага затискного елемента; R - пряма від осі обертання затискного елемента до його центра тяжіння; n - оберти затискного патрона.

Щоб зменшити відцентрову силу треба зменшувати масу затискних елементів і радіальні розміри патрона, що часто буває неможливо.

Як варіант можна зменшити відцентрове зусилля, спрямоване до затискної втулки запропоноване в роботі [9] за рахунок кульок, що містяться між кришкою та конічною втулкою з конічним торцем. Цей спосіб компенсації відцентрового зусилля має суттєвий недолік так як ускладнюється сам затискний патрон а також, при недостатніх кутах торця буде відбуватися заклинювання кульок. Іншим способом зменшення відцентрового зусилля є підвищення зусилля затиску. Щоб це сталося треба або підвищити робочий тиск, що підводиться до камер затиску-розтиску, або збільшити ефективну площу, на які діє тиск живлення [10]. Підвищення робочого тиску збільшує і без того великі напруження, а збільшення ефективних площ, збільшує радіальний розмір, що веде до збільшення тиску.

Таким чином аналіз різноманітних схем затискних патронів дозволяє зробити висновок, що для зменшення дії відцентрового зусилля і габаритних радіальних розмірів доцільно використовувати безкамерні затискні патрони, які розглянуті в роботах [11, 12, 13].

На рис.11.2 показана схема безкамерного гідромеханічного затискного патрона[11].

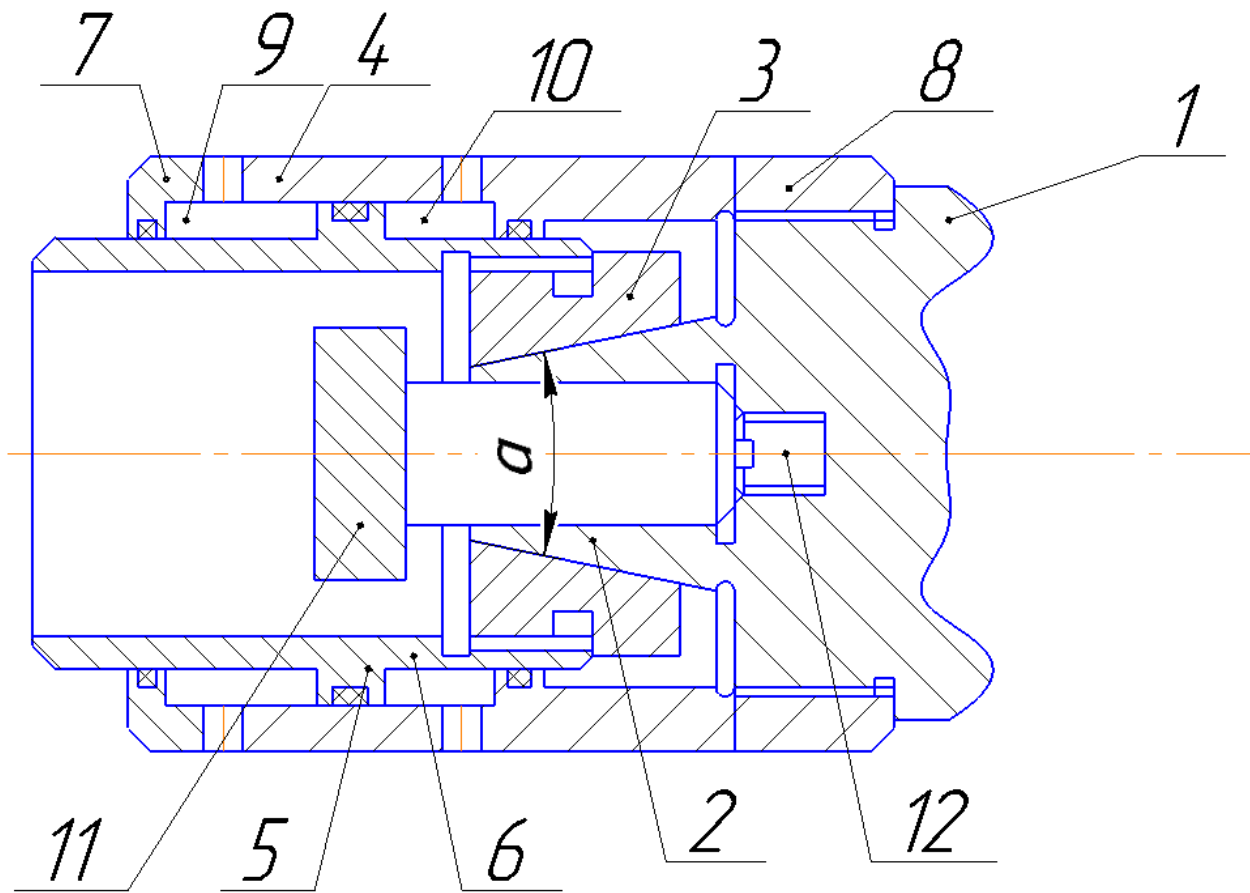


Рис.11.2. Безкамерний гідромеханічний затискний патрон.

Безкамерний гідромеханічний затискний патрон містить хвостовик 1, пружної тонкостінної затискної втулки 2, конічна поверхня якої спряжена з рухомою втулкою 3. Циліндр двобічної дії 4 містить поршень 5 з штоком 6. До нього приєднані приєднані кришки 7 і 8. Остання сполучена різьбовим з'єднанням з хвостовиком 1. Шток 5 різьбовим з'єднанням сполучений з втулкою 3. Поршень 6 та циліндр 4 створюють затискну камеру 9 і розтискну

камеру 10. Циліндричний отвір затискної втулки має хвостовик інструмента 11. У ньому розміщений упор 12.

Затискний патрон має наступний принцип роботи. У вихідному положенні шток 5 згвинчений з втулкою 3, а циліндр 4 згвинчений з хвостовиком 1, камери 9 і 10 з'єднані з атмосферою. При подачі, наприклад, тиску живлення в камеру 9 втулка 3 наїжджає на втулку 2, яка деформується і затискає хвостовик інструмента 11. Під час подачі живлення до камери 10 і з'єднанні камери 9 з атмосферою- хвостовик розтискається. Після зажиму камера 9 сполучається з атмосферою, розкручуються: шток 6 разом зі втулкою 3, кришка 8 разом з хвостовиком 1, тобто циліндр від'єднується.

Алгоритм розрахунку кута конусності затискної втулки

На рис.11.3 показана розрахункова схема навантаження безкамерного затискного патрона.

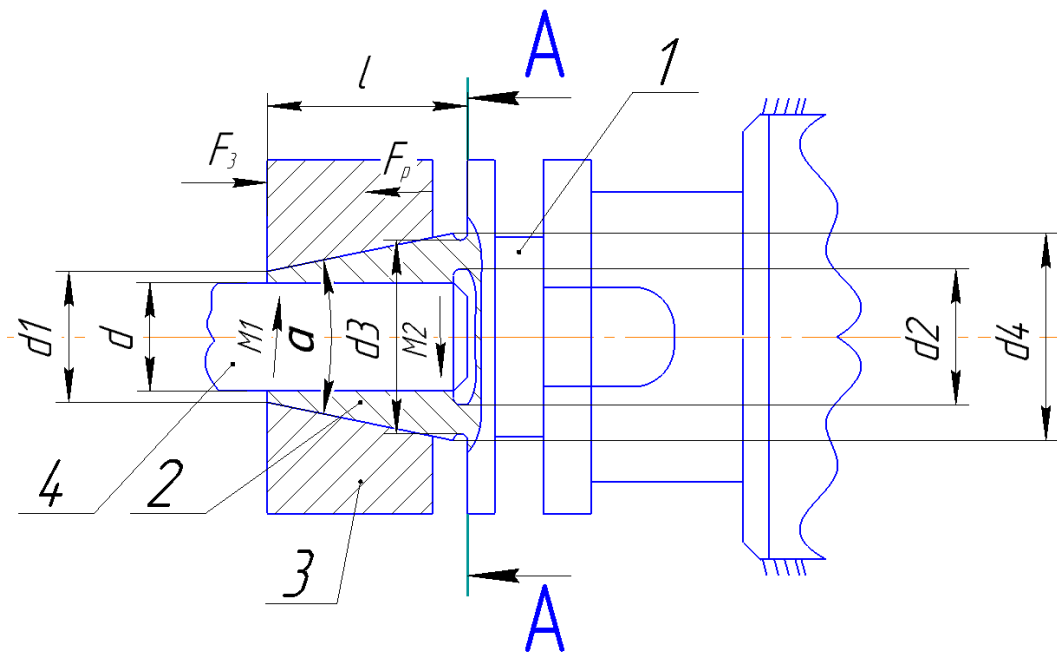


Рис.11.3. Схема навантаження безкамерного затискного патрона.

Даний механізм містить хвостовик 1, що знаходиться в шпинделі шпинделі (на схемі шпиндель не нарисований). Разом з хвостовиком 1 зроблена тонкостінна затискна втулка 2 яка утворює кут конусності α , котрий обов'язково менший

кута самогальмування. Разом з втулкою 2 спряжена втулка 3 (має 1 степінь вільності-рух по осі Z). Отвір втулки 2 містить циліндричний хвостовик, для закріплення інструмента.

Процес затиску-розтиску полягає в слідуючому. Затиск хвостовика інструмента 4 відбувається завдяки осьовому зусиллю F_3 , що діє на рухому втулку 3. Під дією зусилля F_3 втулка 3 притискається праворуч (за кресленням) відносно затискної втулки 2, яка деформується в відцентровому напрямку і хвостовик інструмента 4 стає затиснутим. Необхідне зусилля затиску F_3 забезпечується гідроциліндром або пневмоциліндром, які на рис.2 не показані. Роз тиск хвостовика інструмента 4 здійснюється аналогічно за рахунок осьового зусилля F_p , яке діє на рухому втулку 3. Під дією зусилля F_p рухома втулка 3 зміщується відносно втулки 2 наліво через це стає менша її деформація, і як наслідок хвостовик інструмента розтискається..

Під час цього процесу в перерізі А-А виникають напруження стиснення величина якого визначається по залежності

$$\delta_c \geq \frac{4 * F_3}{d_3^2 - d_2^2}, \quad (1)$$

Де $d_2 = d + 2\Delta$; $d_3 = d_4 - 2\Delta$; Δ - глибина розточки в перерізі А-А для виходу шліфувального круга.

Із залежності (1) отримуємо

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{d_2^2 * [\delta_c] + 4F_3}{[\delta_c]}} \quad (2)$$

В процесі розтиску в перерізі А-А є напруження на розтяг, які повинні бути меншими ніж граничні

$$\delta_p \geq \frac{4 * F_p}{d_3^2 - d_2^2}, \text{ звідки}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{d_2^2 * [\delta_p] + 4F_p}{[\delta_p]}} \quad (3)$$

При роботі затискна втулка навантажується від сил різанням крутним моментом M_1 , під дією якого в перерізі А-А виникає внутрішній крутний момент рівний по величині і зворотній за напрямом M_2 .

При навантаженні затискної втулки крутним моментом необхідно щоб тангенційні напруження не перевищували допустимі, тобто щоб задовольнялася умова міцності

$$[\tau_{max}] \geq \frac{M_2}{W_p}$$

І умова жорсткості

$$Q_{max} = \frac{M_2}{I_p * G'}$$

де W_p - полярний момент опору; I_p - полярний момент інерції; G - модуль зсуву; Q - кут закручування.

Для затискної втулки 2 полярний момент опору в перерізі А-А

$$W_p = \frac{\pi * d_3^3}{16} \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_3} \right)^4 \right) = \frac{M_2}{[\tau_k]}$$

звідки з умови міцності

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16 * M_2}{\pi * \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_3} \right)^4 * \tau_k \right)}} \quad (4)$$

З умови жорсткості діаметр d_3 визначається по залежності

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_2}{G * \pi * [Q] * \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_3} \right)^4 \right)}}, \text{ звідки}$$

$$d_3 \geq \sqrt[4]{d_2^4 + \frac{32M_2}{G * \pi * [Q]}}. \quad (5)$$

Кут закручування на метр для полої втулки 2 визначається по формулі

$$Q = \frac{M_2 H * \text{м}}{2\pi * r_e^3 * G * \sigma}, \left(\frac{\text{рад}}{\text{м}}\right)$$

$$\text{де } G = 8 * \frac{10^{10} H}{\text{м}^2}; \sigma = 2.0 * 10^{-2} \text{ м}; r_e = \frac{r_3 + r_2}{2}; r_3 = \frac{d_3}{2}; r_2 = \frac{d_2}{2};$$

$$\sigma = \frac{d_3 - d_2}{2}.$$

При виконанні фрезерувальних робіт на затискну втулку 2 діють два моменти від радіальної сили R_p . Тому розрахунок на міцність проводиться по формулі

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{32W}{\pi(1 - \frac{d_2^4}{d_3^4})}}, \quad (6)$$

$$\text{де } W \geq \sqrt{\frac{M_3^2 + 0.45M_2^2}{[\sigma_3]}},$$

де M_2 - момент на кручення; M_3 - момент на згин; $[\sigma_3]$ - максимальні згинальні напруження.

Висновки

Саме тому діаметр d_3 втулки 2 в перерізі А-А визначають з умов міцності і жорсткості по залежностям (2), (3), (4), (5) і (6). Остаточне значення розміру d_3 є максимальне з усіх одержаних. По ньому визначаємо діаметр d_4 в перерізі А-А

$$d_4 = d_3 + 2\Delta.$$

А далі d_4 кут конусності втулки 2

$$\alpha = 2 \arctg \frac{d_4 - d_1}{2l},$$

де l - загальна довжина втулки 2.

в тих випадках коли необхідно суттєво підвищити крутний момент, необхідно жорстко з'єднати рухому втулку з хвостовиком патрона шпоночним з'єднанням, як показано в роботі [6], або гвинтовим з'єднанням [7]. При з'єднанні гвинтами унеможлиблюється сповзання під час роботи.

Список використаної літератури:

1. Патент України №65553. Гідравлічний цифровий привод. МПК(2011.01) F15B7/00.Бюл. №23, опубл. 12.12.2011р.
2. Патент України №63275. Багатопозиційний привод. МПК(2011.01) F15B7/00.Бюл. №19, опубл. 10.10.2011р.
3. Патент України №44656. Комбінований цифровий привід. МПК(2009) F15B11/00.Бюл. №19, опубл. 12.10.2009р.
4. Патент України №93441. Пневмогідравлічний цифровий привід. МПК F15B11/02 (2011.01). Бюл. №3, опубл. 10.02.2011р.
5. Патент України №110916. Привод подачі шпинделя свердлильного верстата. МПК B23B39/14 B23B41/00.Бюл. №20, опубл.25.15.2016р.
6. Патент України №124320. Привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата. МПК(2018.01) B23B39/14 B23B41/00. Бюл.№7, опубл. 10.04.2018р.
7. Принципи створення інструментальних патронів для високошвидкісної обробки//Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Вип.17., Кіровоград, 2006.-с. 134-141.
8. Каталог фірми SCHUNK. Polygon-spanntechnik, Tribs.2004.
9. Ю.М. Кузнєцов, М.А. Новік, М.С. Забарний, О.В. Грисюк. Удосконалення інструментальних затискних патронів для високошвидкісної обробки. Вестник национального технического университета Украины «КПИ», Машиностроение; вип.51.-Киев.2007. с-176-182.
10. М.А. Новік, В.В. Музиченко. Порівняльний аналіз гідромеханічних затискних патронів. Всеукраїнський науково-технічний журнал. Промислова гідравліка і пневматика. №2(40) 2013,с-80-83.
11. Патент України на винахід №106544 МПК B23B31/10, B23B31/30. Гідромеханічний затискний патрон/Новік М.А., Музиченко В.В., опубл.10.09.2014. Бюл.№17.
12. Патент України на винахід №109333 МПК B23B31/30. Затискний патрон/Новік М.А., Музиченко В.В., опубл.10.08.2015. Бюл.№15.
13. Патент України на винахід №93291 МПК B23B31/00, B23B31/30. Затискний патрон/Новік М.А., Музиченко В.В., опубл.25.09.2014. Бюл.№18.